

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**  
**Fakulta strojní**  
**Katedra částí a mechanismů strojů**

**Návrh konstrukce zkušebního zařízení pro  
testování zdravotnických prostředků a  
komponentů kolejové techniky**

**Design of a Testing Device for Testing of Sanitary Equipments and  
Rail Facility Components**

**Student:**

**Bc. Petr Tobola**

**Vedoucí diplomové práce:**

**doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

**Ostrava 2012**

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Tobola**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma: **Návrh konstrukce zkušebního zařízení pro testování zdravotnických prostředků a komponentů kolejové techniky**  
**Design of a Testing Device for Testing of Sanitary Equipments and Rail Facility Components**

### Zásady pro vypracování:

Cílem práce je navrhnout konstrukci pro variabilní umístění sedadel a zatěžovacích prvků pro provádění životnostních testů sedadel ve firmě BORCAD cz, s.r.o., Fryčovice.

1. Zjistěte sortiment testovaných sedadel a jejich prvků, způsob jejich zatěžování včetně velikosti zátěžných sil.
2. Proveďte rešerši metodik životnostních testů obdobných výrobků.
3. Navrhněte variantně několik variant sestavení testovacího rámu (či rámu) a zkonzultujte nejvhodnější řešení se zástupcem zadavatele.
4. Zjistěte sortiment stávajících zatěžovacích prvků a v případě potřeby navrhněte jeho rozšíření či doplnění.
5. Vypracujete sestavný výkres navržené konstrukce v typické konfiguraci a doplňte jej potřebnými výrobními výkresy.
6. Proveďte pevnostní a případně životnostní kontroly kritických uzlů konstrukce.

### Seznam doporučené odborné literatury:

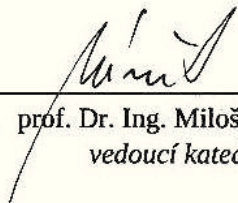
Boháček, F. *Části a mechanismy strojů I a II*. Brno: VUT Brno, 1987  
Bolek, A. a kol. *Části strojů - svazek 1*. Praha: SNTL, 1990.  
Němec, J. a kol. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



---

prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



---

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21. května 2012

.....

Bc. Petr Tobola

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava ( dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím, s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. května 2012

.....

Bc. Petr Tobola

Kozlovice 568

739 47

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

TOBOLA, P. *Návrh konstrukce zkušebního zařízení pro testování zdravotnických prostředků a komponentů kolejové techniky : diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2012, 61 s. Vedoucí práce: Folta, Z.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem variabilního umístění sedadel a pneumatických zatěžovacích prvků pro provádění životnostních testů sedadel kolejové techniky. Obsahuje sortiment testovaných sedadel a velikost zátěžných sil. V rešerši jsem zpracoval životnostní testy sedadel. Poté jsem sestavil dvě varianty a zvolil zatěžovací prvky. Provedl jsem detailní zobrazení sestav vybrané buňky pro sedadla typu SEP, SEN a SES. Vyhotovil jsem 4 varianty sestavení pro sedadla typu SEP a SEN a taktéž 4 varianty sestavení pro sedadla typu SES. Pevnostní výpočet jsem provedl v softwaru ProEngineer. Dále jsem provedl kontrolu šroubů a kontrolu správnosti výpočtu softwarem ProEngineer. Výkresová dokumentace je zpracována v grafickém systému AutoCAD.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

TOBOLA, P. *Design of a Testing Device for Testing of Sanitary Equipments and Rail Facility Components : Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2012, 61 p. Thesis head: Folta, Z.

This thesis deals with the structural design of the variable placement of seats and pneumatic load elements for carrying out endurance tests, seat rail technology. Includes product range and size of the seats tested load forces. I worked in the search lifetime tests of seats. Then I arranged two options and chose the load elements. I made a detailed view of assembly seats for the selected cell type SEP, SES and SEN. I drew up the 4 variants of type seat assembly for the SEP and SEN 4 variants and also for the assembly seat of the type of SES. Stress analysis I conducted in ProEngineer software. Then I made the check screws and check the correctness of the calculation software ProEngineer. Drawings are prepared in AutoCAD graphics system.

# Obsah diplomové práce

<b>ÚVOD .....</b>	<b>10</b>
<b>1 TESTOVANÁ SEDADLA.....</b>	<b>11</b>
1.1 Sedadlo SES-001 .....	11
1.2 Sedadlo SEP-001, SEP-002, SEP-003 a SEP-004 .....	12
1.3 Sedadlo SEN-501 .....	12
1.4 Stanovení velikosti zátěžných sil sedadel SES .....	13
1.5 Stanovení velikosti zátěžných sil sedadel SEP .....	14
1.6 Stanovení velikosti zátěžných sil sedadel SEN.....	15
<b>2 REŠERŠE ŽIVOTNOSTNÍCH TESTŮ SEDADEL.....</b>	<b>16</b>
2.1 Dřevěná židle.....	16
2.2 Kancelářská židle.....	17
2.3 Sedadla do automobilu.....	17
<b>3 VARIANTY SESTAVENÍ.....</b>	<b>18</b>
3.1 Varianta A .....	18
3.2 Varianta B .....	18
<b>4 ZATĚŽOVACÍ PRVKY.....</b>	<b>20</b>
4.1 Pneumatické válce řady 1319.....	20
4.1.1 Konstrukce pneumatického válce řady 1319.....	21
4.2 Pneumatický válec řady 1398 .....	24
<b>5 VOLBA PROFILU .....</b>	<b>25</b>
5.1 Lehký profil C02-1 (40x40) .....	25
5.2 Profil s plnou stěnou C01-8 (40x40) .....	26
5.3 Lehký profil C02-3 (40x80) .....	27
5.4 Profil s plnou stěnou C01-5 (40x80) .....	27
5.5 Úhlový profil C01-6 (80x80x40) .....	28
5.6 Spojovací technologie.....	29
5.6.1 Volba úhelníku .....	30
5.6.2 T-šrouby .....	31
<b>6 KONSTRUKCE BUŇKY B.....</b>	<b>33</b>
6.1 Celková sestava B1 a B2.....	33
6.2 Skutečná konstrukce pro sedadla SEP a SEN.....	34
6.2.1 I. Varianta.....	35
6.2.2 II. Varianta.....	36
6.2.3 III. Varianta .....	37
6.2.4 IV. Varianta .....	38

6.3	Skutečná konstrukce pro sedadla SES .....	38
6.3.1	V. Varianta .....	39
6.3.2	VI. Varianta .....	40
6.3.3	VII. Varianta .....	41
6.3.4	VIII. Varianta .....	42
<b>7</b>	<b>PEVNOSTNÍ VÝPOČTY .....</b>	<b>43</b>
7.1	Varianta I .....	43
7.2	Varianta II .....	45
7.3	Varianta III .....	47
7.4	Varianta IV .....	48
7.5	Varianta V a VIII .....	49
7.6	Varianta VI .....	49
7.7	Varianta VII .....	50
7.8	Kontrola šroubů .....	50
7.9	Kontrola vytržení šroubů z profilů .....	54
7.10	Kontrola správnosti výpočtu ProEngineer .....	55
<b>8</b>	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>57</b>
<b>9</b>	<b>POUŽITÁ LITERATURA A ELEKTRONICKÉ DOKUMENTY .....</b>	<b>59</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>60</b>
<b>11</b>	<b>PODĚKOVÁNÍ .....</b>	<b>61</b>



## Seznam použitých značek a symbolů

Označení	Název	Jednotka
$D_0$	průměr díry pro šroub	mm
$E$	modul pružnosti	MPa
$F$	síla vyvozená od pneumatického válce	N
$F_{1-10}$	síly působící na sedadlo	N
$F_m$	síla od zatěžujícího ohybového momentu	N
$F_{max}$	maximální příčná síla	N
$F_o$	osová síla ve šroubu	N
$F_u$	síla od utažení matice při montáži	N
$I$	moment setrvačnosti	mm <sup>4</sup>
$M_{TM}$	moment tření pod maticí	Nmm
$M_{TZ}$	moment tření v závitu	Nmm
$M_u$	utahovací moment šroubu	Nmm
$P_h$	stoupání závitu	mm
$Re$	mez kluzu	MPa
$R_m$	mez pevnosti	MPa
$a, b, l$	rozměry nosníku	mm
$d$	průměr pneumatického válce	mm
$d_2$	střední průměr závitu	mm
$d_3$	malý průměr závitu	mm
$f_m$	součinitel tření mezi maticí a podložkou	-
$f_z$	součinitel smykového tření	-
$k$	součinitel statické bezpečnosti	-
$l_p$	délka vysunutí pneumatického válce	mm
$s$	otvor klíče	mm
$v_{F,K,p}$	maximální průhyby	mm
$\alpha$	úhel profilu	°
$\sigma$	maximální napětí	MPa
$\sigma_{red}$	napětí dle Guesta	MPa
$\sigma_t$	napětí v tahu	MPa
$\tau$	napětí v krutu	MPa
$\varphi$	třecí úhel	°
$\psi$	úhel stoupání závitu	°

# Úvod

Při provozu osobních vagónů jsou sedadla namáhána řadou zátěžných sil a momentů zejména od osob, které na sedadlech sedí, opírají se o ně, případně jsou zatížena extrémními silami při mimořádných příležitostech, jakými jsou nouzové brzdění či nárazy při nehodách.

Ve všech výše uvedených případech musí sedadla vyhovět předpisům, zejména UIC 566.

Zadavatel této práce firma BORCAD cz, s.r.o. (dále jen „zadavatel“), která je výrobcem sedadel, je povinna provádět pevnostní a životnostní testy podle uvedených předpisů. V současné době k tomuto účelu používá jednorázové konstrukce pro umístění sedadel a zatěžovacích prvků..., prodlužuje dobu testování o nutnost návrhu a realizace testovacího stanoviště.

Úkol, který řeším touto diplomovou prací je návrh univerzálního rámu, do kterého bude možno rychle a jednoduše instalovat sedadla i zatěžovací prvky a tím urychlit přípravnou fázi testování.

## Cíle diplomové práce

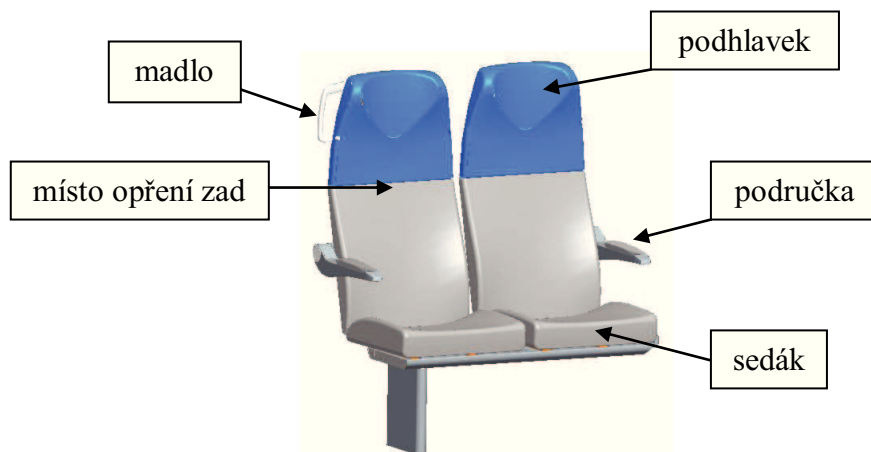
Cílem práce je navrhnout variabilní rám tak, aby odpovídal jak požadavkům předpisů uvedených v předchozím textu, tak parametrům požadovaných zadavatelem.

Pro zpracování jsem si na základě zadání a po upřesnění zadání zadavatelem určil následující cíle:

- a) zjistit sortiment testovaných sedadel.
- b) stanovit velikosti a směry zátěžných sil.
- c) ověřit sortiment stávajících zatěžovacích prvků.
- d) navrhnout varianty testovacích rámců.
- e) po konzultaci se zadavatelem a vedoucím diplomové práce navrhnout detailní řešení finální varianty.
- f) provést potřebné pevnostní kontroly.
- g) zpracovat sestavný výkres a další potřebnou výkresovou dokumentaci.

# 1 Testovaná sedadla

Sedadla jsou prováděná v různých označeních např. SES, SEP a SEN. Tyto varianty se od sebe liší konstrukčními úpravami a mohou být vyráběna dle různého komfortu pro sedadla 1. a 2. třídy a bussines třídu.



Obr. 1.1 Názvy dílů sedadla

## 1.1 Sedadlo SES-001

Toto sedadlo má ergonomické polstrování a tím zajišťuje pohodlné sezení pasažérů po celou dobu cestování (obr. 1.2). Polohu sedadla lze optimálně měnit posunem sedáku spolu se zádočným dílem. Sedadla je možno dodávat ve dvou konstrukčních provedeních a to,- pro první a druhou třídu. Označení sedadla SES-001 odpovídá konstrukčnímu provedení pro první třídu. Zvýšená pevnost konstrukce sedadla, ve srovnání se sedadlem SEP a SEN je zárukou větší bezpečnosti pro cestující a současně poskytuje maximální ochranu před záměrným poškozením a vandalismem. (5)



Obr. 1.2 – Sedadlo SES-001 (14)

## 1.2 Sedadlo SEP-001, SEP-002, SEP-003 a SEP-004

Minimální počet komponentů sedadla snižuje nároky na náhradní díly (obr. 1.3). Modulární koncepce snižuje nároky na dopravu sedadel k výrobcí. Tyto sedadla mají velmi nízké provozní náklady. Kvalitní polstrování splňuje vysoké nároky pohodlného sezení pasažérů po celou dobu cestování. Komfort sezení zajišťují zejména dostatečná délka a úhel nastavení sedáku spolu s ergonomickým tvarem zádového dílu. Tyto sedadla se dodávají pro druhou třídu. (6)

Sedadlo SEP-001 je zrcadlovým obrazem sedadla SEP-002. Sedadla SEP-003 a SEP-004 se od nich liší pouze absencí madla.



Obr. 1.3 – Sedadlo SEP-001 (14)

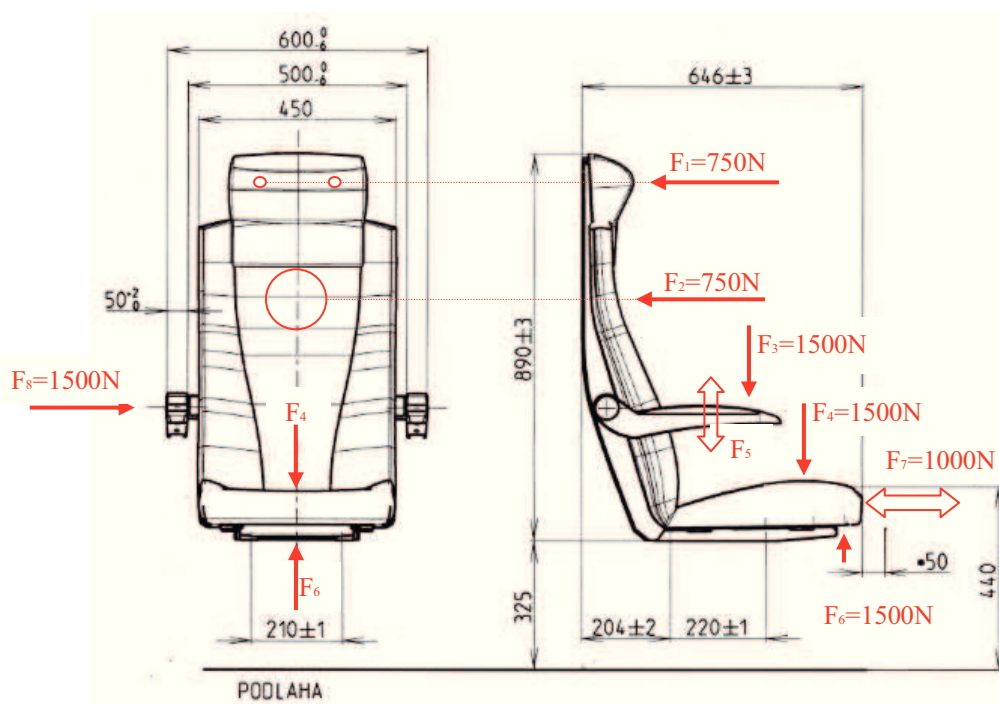
## 1.3 Sedadlo SEN-501

Toto sedadlo se liší od sedadla SEP svými rozměry a absencí madla. (obr. 1.4).



Obr. 1.4 – Sedadlo SEN-501 (14)

## 1.4 Stanovení velikosti zátěžných sil sedadel SES



Obr. 1.5 Zátěžné síly sedadla SES-001

Hodnoty zátěžných sil, jejich směr a místa působení jsem určil po konzultaci se zadavatelem. Zkoušky sedadel se provádí podle požadavků příslušných předpisů, s čalouněním nebo se namáhá jen nosná konstrukce sedadla.

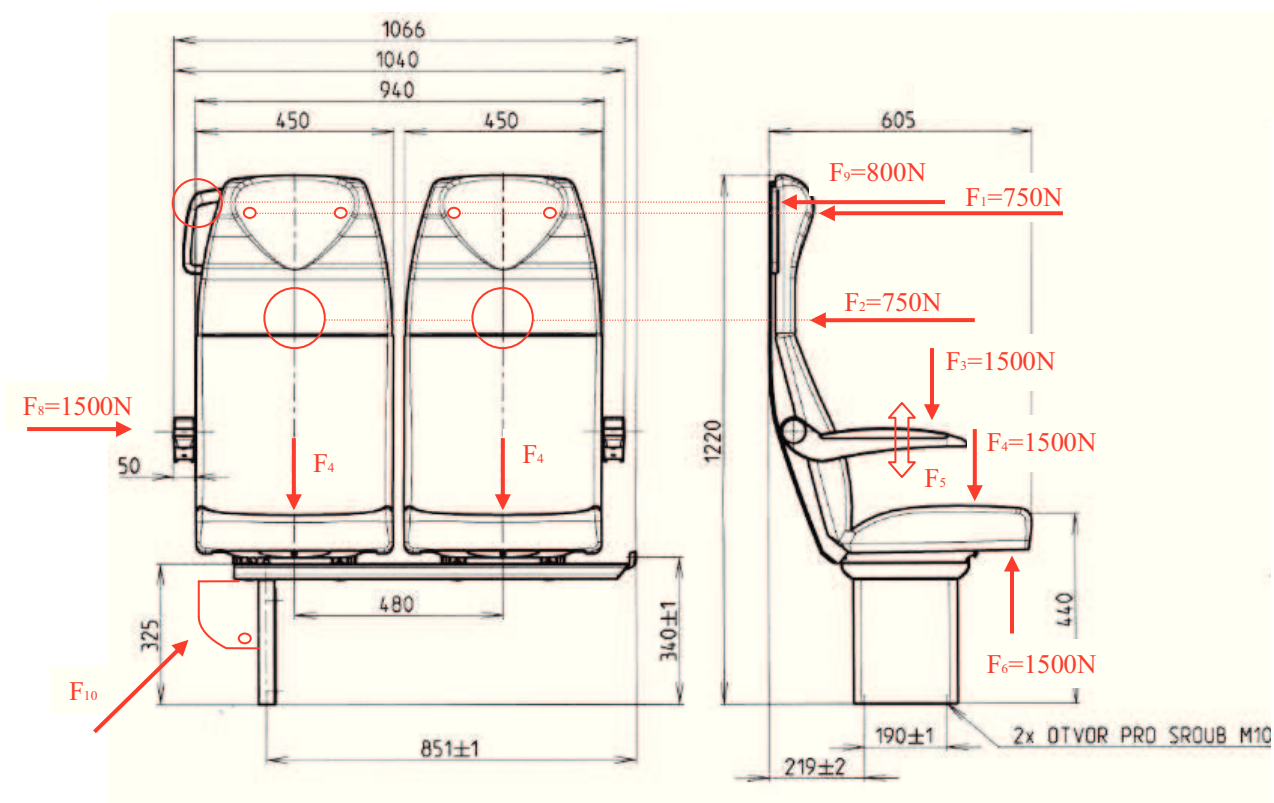
Velikosti a polohy sil jsou uvedeny na obr. 1.5. Síla  $F_1$  působí vodorovně v místě umístění podhlavku. Síla  $F_2$  rovněž působí vodorovně, a to v místě opření zad. Díky tomuto působení síly se zjišťuje pevnost svaru konstrukce. Síla  $F_3$  vyvozuje sílu na područku ve svislém směru. Síla  $F_4$  působí ve svislém směru a namáhá sedadlo shora. Touto silou se simuluje usednutí osoby. Síla  $F_5$  vydává jen takovou sílu, aby byl zajištěn kývavý pohyb područky. Síla  $F_6$  je umístěna ve svislém směru a tlačí na sedadlo zdola. Silou  $F_7$  se simuluje pohyb sedadla tam a zpět. Díky síle  $F_8$  se tlačí na područku z boku. Výše uvedené síly jsou pro přehlednost uvedeny v tab. 1.

Tab. 1 Přehled velikosti sil

Síla	Velikost [N]	Umístění
$F_1$	750	vodorovné
$F_2$	750	vodorovné
$F_3$	1500	svislé
$F_4$	1500	svislé shora
$F_5$	max. 100	šikmé
$F_6$	1500	svislé zdola
$F_7$	1000	vodorovné
$F_8$	1500	vodorovné

### 1.5 Stanovení velikosti zátěžných sil sedadel SEP

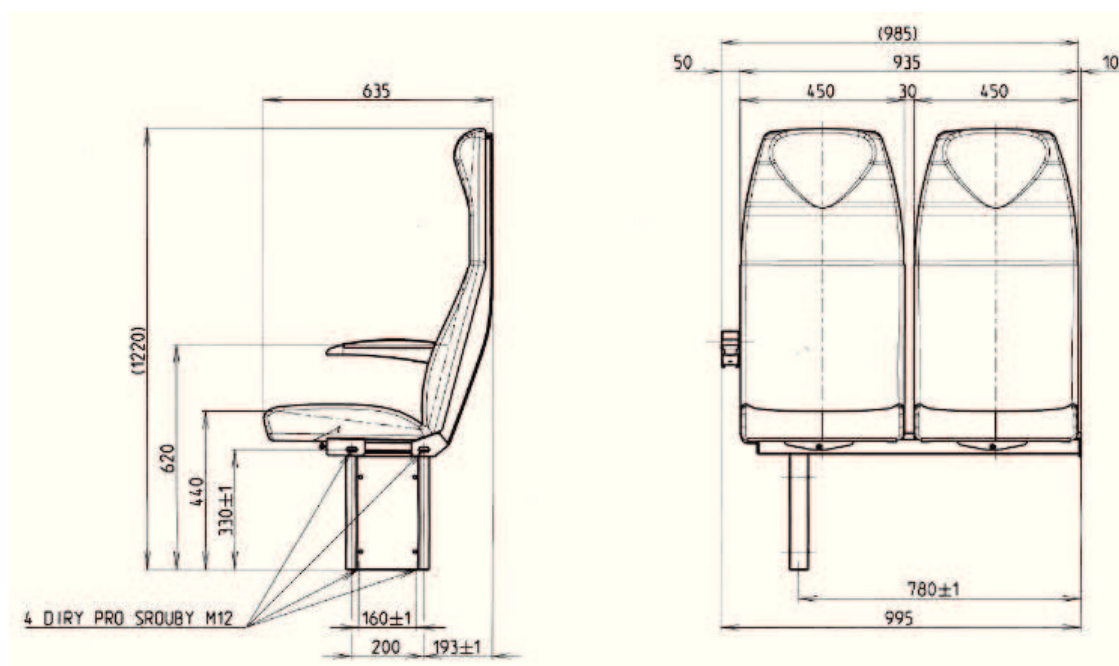
Síly  $F_1$  až  $F_8$  jsou svou velikostí stejné jako v tab. 1 a umístěním stejné jako na obr. 1.5. Navíc je zde madlo a v některých případech může zde být umístěn i koš. Působení síly na madlo znázorňuje síla  $F_9 = 800$  N. Tato síla působí ve vodorovném směru. Síla  $F_{10}$  simuluje zavírání a otevírání koše.



Obr. 1.6 Zátěžné síly sedadla SEP-001

## 1.6 Stanovení velikosti zátěžných sil sedadel SEN

Zde je působení sil úplně stejné jako na obr. 1.6, jen bez madla v horní části.



Obr. 1.7 Sedadlo SEN-501 (14)

## 2 Rešerše životnostních testů sedadel

### 2.1 Dřevěná židle

Sedací nábytek vyráběný firmou TON podstupuje specifické testy na pevnost a životnost v souladu s Evropskou normou:

**EN 15373:2007 Nábytek – Pevnost, životnost a bezpečnost – Požadavky pro bytový sedací nábytek.**

Produkty prošly nejvyšší úrovní těchto testů, což znamená, že jsou vhodné pro použití na frekventovaných veřejných místech, jako jsou i noční kluby, kasina, policejní stanice, kasárna, ...

Tato Evropská norma specifikuje požadavky na bezpečnost, pevnost a životnost všech typů bytového sedacího nábytku pro dospělé. Nevztahuje se na pevně zabudované řady křesel, pracovní kancelářské židle, kancelářské židle pro návštěvy, židle pro vzdělávací instituce, venkovní sedací nábytek a spojovací prvky sedacího nábytku spojovaného do řad, pro které existují evropské normy nebo návrhy. Nezahrnuje požadavky na životnost čalounického materiálu, koleček, naklápěcích a sklápěcích materiálů a mechanismů k nastavování výšky sedadla. Požadavky testů, které tato norma obsahuje, jsou stanoveny na základě užívání osobami, které váží maximálně 110 kg. Nezahrnuje požadavky na odolnost proti stárnutí, znehodnocení a hořlavosti.

Sedací nábytek by měl být navrhnut tak, aby riziko úrazu uživatele bylo co nejmenší. Norma se zaměřuje na možnost skřípnutí a stlačení, stabilitu, odpor pojezdu nezátížené židle. Pevnostní a životnostní požadavky jsou splněny, pokud během těchto testů nedošlo k žádným zlomům jakékoliv součástky, spoje nebo komponentu, nedojde k žádnému uvolnění spojů, které mají zůstat pevné. Sedací nábytek splňuje svou funkci po odstranění zátěží a splňuje požadavky na stabilitu. (7)



Obr. 2.1 Pohled z boku (7)



Obr. 2.2 Pohled ze zadu (7)



## 2.2 Kancelářská židle

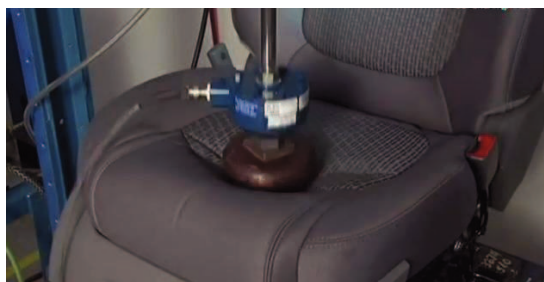
Zde provádí životnostní zkoušky dvojramenný stroj. Ten může provádět statické i dynamické zatěžování. Všechny údaje o zatížení, rychlosti cyklu, poloze a rychlosti nastavení lze provést z počítače. Počítačově řídicí systém je vybaven pro sběr dat a pro sledování deformace a zatížení. Při překročení nadměrné deformace se stroj sám vypne. Podle velikosti židle lze snadno nastavit výšku ramen. (8)



Obr. 2.3 Zkouška židle (8)

## 2.3 Sedadla do automobilu

Rovněž i sedadla do automobilu se podrobují životnostním zkouškám. Jedná se o robotické testy, které v podstatě simulují zákazníka při používání sedadla. Ty jsou tlačeny, drceny a lisovány v mnoha cyklech, aby byly zaručeny vysoké požadavky, které jsou na sedadla kladeny. Také prochází intenzivní sérií testů, aby zajistily vysokou kvalitu, maximální komfort a dlouhou životnost. Roboti simulují různé části těla, která představují vstupování, sezení a vystupování z vozidla. Jsou naprogramováni tak, aby napodobovali rozsah pohybu skutečných zákazníků. Tyto zkušební cykly představují více než 10 let používání zákazníkem. (9)



Obr. 2.4 Test sedáku (9)



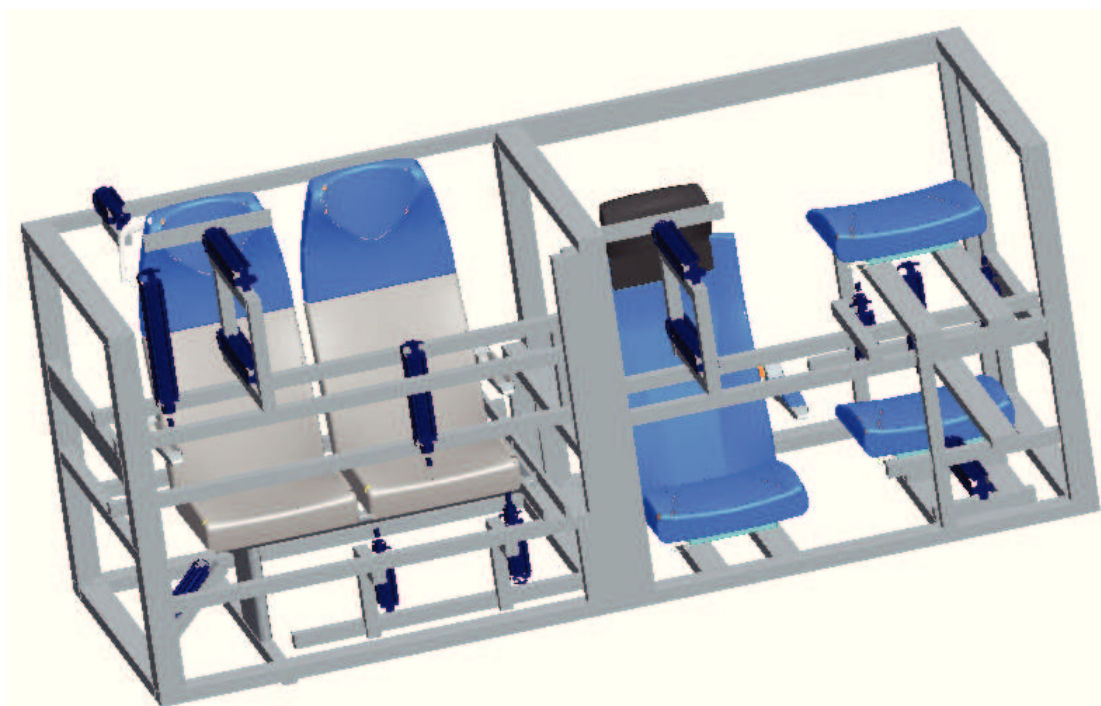
Obr. 2.5 Test podhlavku (9)

### 3 Varianty sestavení

Po uvážení všech variant testování sedadel jsem sestavil dvě varianty dále uvedené varianty testovacích rámců.

#### 3.1 Varianta A

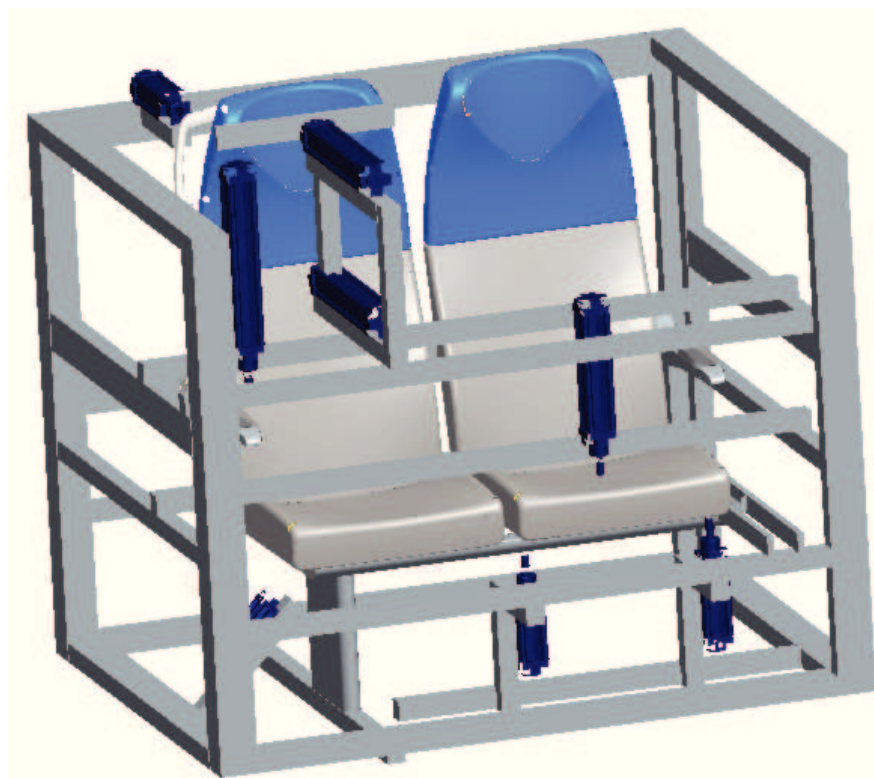
Tuto variantu jsem navrhl jako jeden celek. Nevýhodou této varianty jsou poměrně velké rozměry.



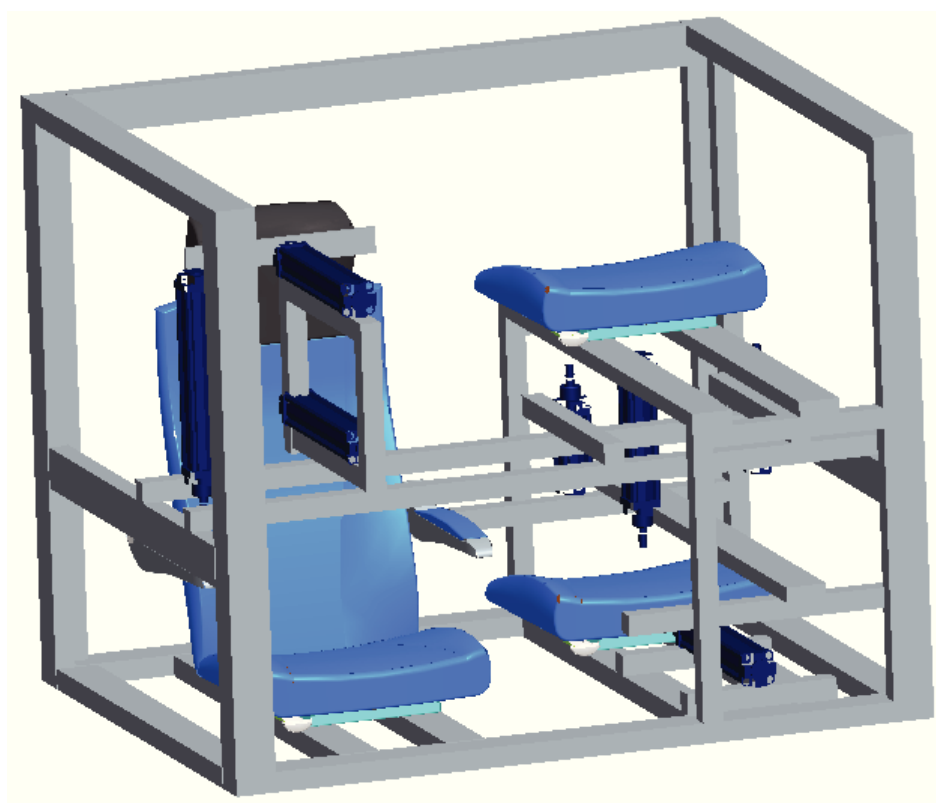
Obr. 3.1 Varianta A

#### 3.2 Varianta B

Tato sestava je navržena jako dvě samostatné buňky (B1 a B2). Pro představu je na obr. 3.2 znázorněna buňka B1. Buňka B2 (obr. 3.3) je velmi podobná. Na obr. 3.2 a 3.3 je uvedena konstrukce pro všechny zkoušky najednou. Tyto dvě buňky zajišťují lepší možnost manipulace a umístění z důvodů menších rozměrů. Detailněji budou řešeny v bodě 6.2 a 6.3.



Obr. 3.2 Varianta B1



Obr. 3.3 Varianta B2

Po konzultacích u zadavatele byla následně pro realizaci vybrána varianta B, která se skládá ze dvou samostatných rámců B1 a B2. Její hlavní předností proti variantě A jsou menší rozměry.

## 4 Zatěžovací prvky

Zadavatel má k dispozici pneumatické válce série 1319 a 1398 od firmy PNEUMAX Automation s.r.o. v následujícím sortimentu:

*Tab. 2 Pneumatické válce v majetku zadavatele*

$\phi d \times l_p$ [mm]	Počet kusů [-]	Max.možná síla F [N]
Ø32x150	3	600 - 700
Ø32x250	1	600 - 700
Ø32x400	1	600 - 700
Ø50x400	1	1500 - 1700
Ø50x750	1	1500 - 1700

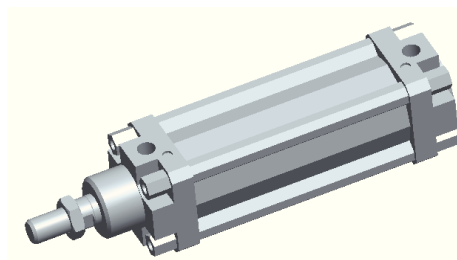
$d$  – průměr pístu [mm]

$l_p$  – délka vysunutí [mm]

Navrhl jsem rozšíření alespoň o pneumatický válec série 1319 s rozměrem -  $\phi 50 \times 150$  mm a to z důvodu potřebného zatížení, kde válce  $\phi 32$  mm nevyvodí potřebnou sílu. Při výpočtu jsem vycházel z maximálního možného provozního tlaku vzduchu u zadavatele 0,7 MPa.

### 4.1 Pneumatické válce řady 1319

Tato série pneumatických válců je vyrobena podle normy ISO 6431. Tato řada má tělo válce vyrobeno z eloxovaného a tvářeného hliníku. Tělo válce je obráběno na vnitřním povrchu se zaručenou přesností a oxidační vytvrzení kluzného povrchu umožňuje dokonce provoz bez přimazávání. Čela jsou montována přímo na tělo speciálními šrouby. Pro použití snímačů polohy s jazýčkovým kontaktem mohou být válce opatřeny magnetickým pístem.(10)



Obr. 4.1 Válec řady 1319

#### 4.1.1 Konstrukce pneumatického válce řady 1319

Tab. 3 Konstrukce pneumatických válců od firmy PNEUMAX Automation s.r.o.

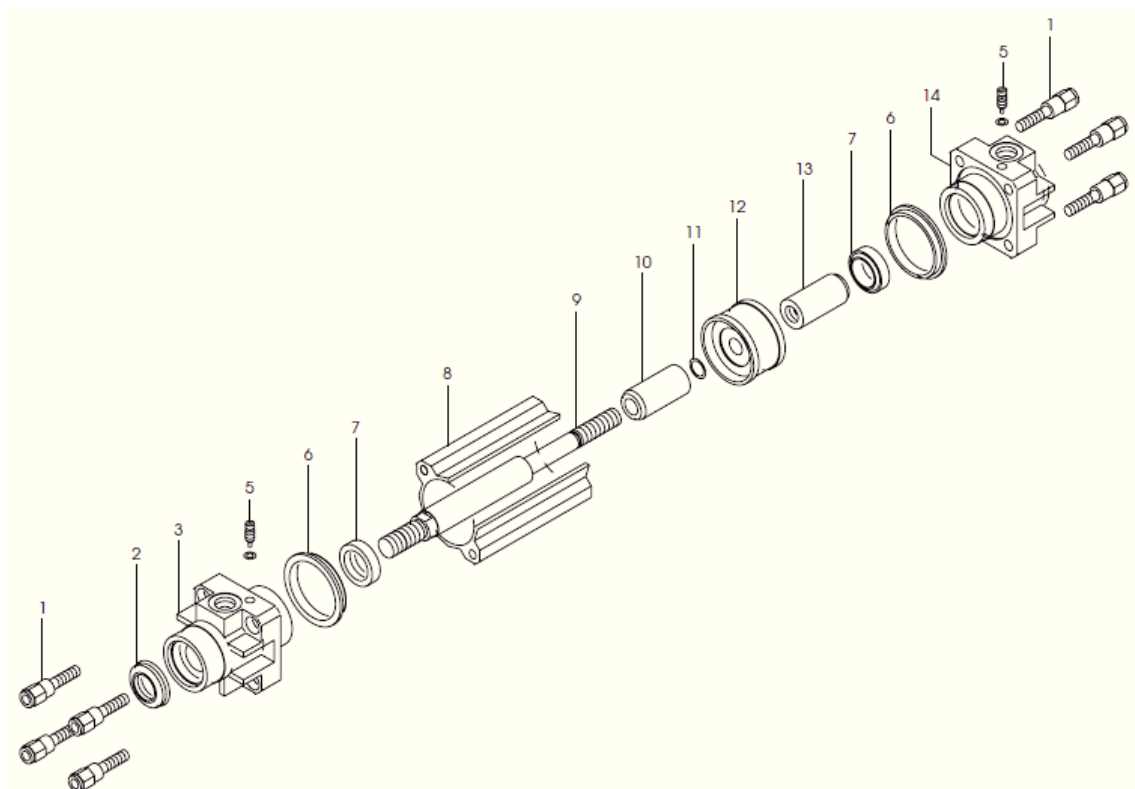
Čela válce	Pro $\phi 32$ až $\phi 125$ : hliníková slitina UNI 5079, černě kataforézně lakovaná
Pístnice	Válcovaná nerezová ocel AISI 303 nebo nerezová ocel C43
Tělo válce	Hliníková slitina, tvrdě eloxovaná 25 $\mu\text{m}$
Písty tlumení	Tvrzený hliník
Vodící pouzdro pístnice	Samomazný sintrovaný bronz
Píst	Monoblok s navulkanizovanou pryží NBR 80 shore na ocelovém jádru s vloženým plastroferitovým permanentním magnetem nebo monoblok s navulkanizovanou pryží NBR 80 shore na ocelovém jádru bez magnetu pro nemagnetickou verzi a zadní vložkou
Těsnění pístnice a tlumení	Samomazná směs polyuretan 90 shore
Ostatní těsnění	Pryž NBR 80 shore

Tab. 4 Technická data (10)

Médium	Filtrovaný a stlačený vzduch
Maximální pracovní tlak	1 MPa
Pracovní teplota	(-5 ÷ +70) °C

Tab. 5 Tolerance zdvihu ISO 6431 (10)

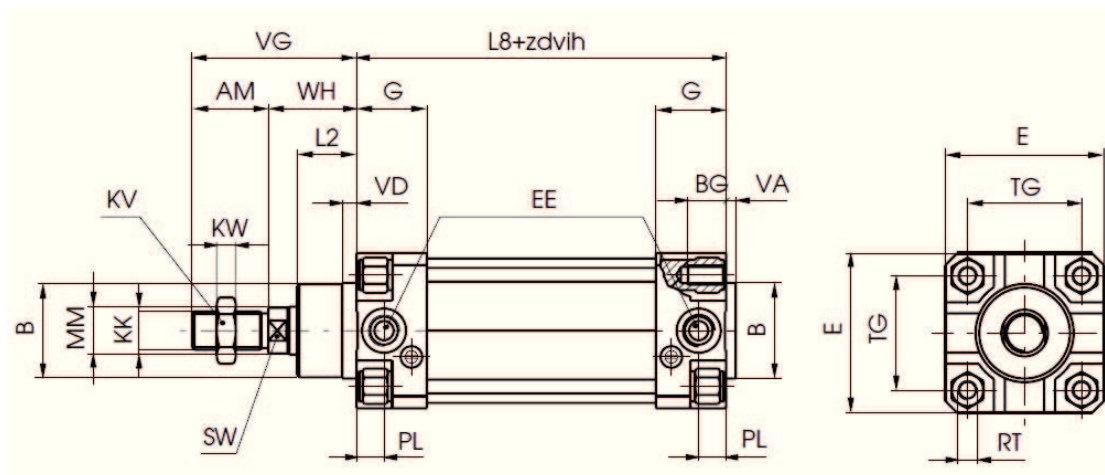
Průměr $\phi$ [mm]	Zdvih [mm]	Tolerance [mm]
32 – 40 - 50	Do 500	+2 0
	Nad 500 do 1250	+3,2 0



Obr. 4.2 Skladba pneumatického válce od firmy PNEUMAX Automation s.r.o.

Tab. 6 Kusovník skladby pneumatického válce od firmy PNEUMAX Automation s.r.o.

Pozice	Název	Počet kusů
1	Upevňovací šrouby	8
2	Těsnění pístnice	1
3	Čelo válce	1
5	Šrouby pro regulaci tlumení koncových poloh	2
6	Těsnění těla válce	2
7	Těsnění tlumících prvků	2
8	Tělo válce	1
9	Pístnice	1
10	Tlumící píst – přední	1
11	Těsnění pod přední tlumící píst	1
12	Píst	1
13	Tlumící píst – zadní	1
14	Dno válce (kompletní)	1



Obr. 4.3 Rozměry pneumatického válce od firmy PNEUMAX Automation s.r.o.

Tab. 7 Rozměry pneumatického válce od firmy PNEUMAX Automation s.r.o.

Průměr Ø	32	50	Průměr Ø	32	50
AM	22	32	MM	12	20
B (e 11)	30	40	PL	9	13
BG	12	16	RT	M6	M8
E	46	65	SW	10	17
EE	G1/8"	G1/4"	TG	32,5	46,5
G	25	29,5	VA	4	4
KK	M10x1,25	M16x1,5	VB	25	40
KV	17	24	VD	5	6
KW	6	8	VF	12	16
L 2	16	25	VG	48	69
L 8	94	106	WH	26	37

Výše uvedené rozměry jsou v mm pokud není uvedeno jinak.



## 4.2 Pneumatický válec řady 1398

Nové válce ECOPLUS, vyrobené dle normy ISO15552, jsou výsledkem zkušeností získaných na sériích válců 1319-1321. Tyto pneumatické válce jsou vyrobeny s hliníkovými čely získanými tlakovým litím. Je použito tělo hladkého profilu z hliníkové anodizované slitiny, která je na třech stranách opatřena dvěma drážkami pro instalaci miniaturních magnetických snímačů polohy. Tyto snímače jsou do drážek instalovány přímo bez nutnosti dalšího úchyty nebo adaptéru. Píst je složen ze dvou půlpístů, vyrobených z acetylické pryskyřice. Zajišťuje vedení a zahrnuje tlumící písty. Těsnění pístu je standardně z NBR, na požadavek může být dodáno z polyuretanu. Mezi oba půlpísty je u magnetického provedení válců vložen magnet. Válce jsou dodávány v průměrech pístu 32-100 mm, ve zdvizích dle požadavku, ve všech provedeních s nastavitelným tlumením v koncových polohách. Kromě základního provedení je možné provedení s průchozí pístnicí a tandemová provedení. Uchycení válců na konstrukci stroje je možné přímo prostřednictvím závitových děr v hlavách šroubu předního a zadního čela, nebo pomocí široké řady úchytů na tělo a pístnici válce. Možnost výběru mezi technopolymerovými a hliníkovými čely dává možnost výběru nejvhodnějšího produktu pro danou aplikaci, který bude mít vždy moderní design, spolehlivou funkci a zajímavou cenu. (11)



Obr. 4.4 Válec řady 1398 (11)

Technická data, tolerance a rozměry jsou stejné jako u série 1319.



## 5 Volba Profilu

Pro sestavení testovacího standu jsem zvolil profily firmy KANYA a to zejména z důvodů jejich variability. Mimo to zadavatel již jeden stend z uvedených profilů má a používá profily od firmy KANYA.

Volím profily se základnou 40 mm. Pro lepší přehlednost jsem jednotlivé profily dále na obrázcích sestav odlišil barevně. Detailněji jsou profily popsány v dalších podbodech.

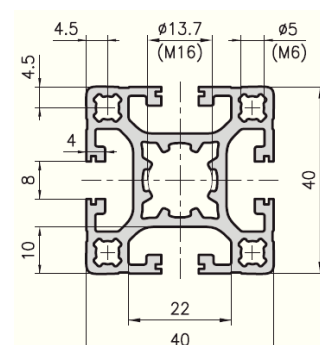
Tab. 8 Údaje o materiálu profilu od firmy KANYA

Hliníková slitina	6063
Kvalita	T66 (tepelně vytvrzeno)
Norma	DIN EN 725
Tolerance	DIN EN 12020-2
Měrná hmotnost	$\rho = 2,7 \text{ g/cm}^3$
Pevnost v tahu	$Rm_{min} = 245 \text{ MPa}$
Mez kluzu	$Rp_{0,2} = 200 \text{ MPa}$
Tažnost	$A_5 = 10 \%$
	$A_{10} = 5 \%$
Modul pružnosti	$E = 70 \text{ kN/mm}^2 = 0,7 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Tvrдость podle Brinella	$HB = \sim 75 \text{ [ - ]}$
Povrchová úprava	Elox přírodní, přibližně tloušťka 12 $\mu\text{m}$
Teplotní roztažnost	0,0232 mm/m/°C

### 5.1 Lehký profil C02-1 (40x40)

Pro běžné uchycení pneumatických prvků, kde nebudou působit příliš velké síly, jsem volil profil lehký: typ C02-1 (šedá barva). Výhodou je použití šroubů z jakékoliv strany.

Používá se pro realizaci lehkých konstrukcí s vynikajícími nosnými vlastnostmi. (12)



Obr. 5.1 Profil C02-1 (12)

Tab. 9 Technické údaje C02-1 (12)

Kvadratické momenty	$I_{x1,y1} = 9,35 \text{ cm}^4$
Průřezové moduly	$W_{x1,y1} = 4,67 \text{ cm}^3$
Plocha průřezu	$S_1 = 5,70 \text{ cm}^2$
Hmotnost	$m_1 = 1,5 \text{ kg/m}$

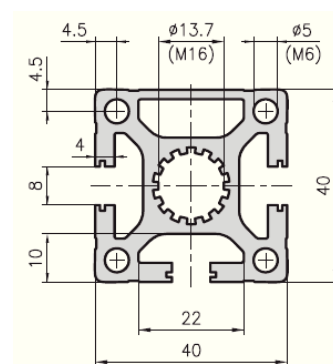


Obr. 5.2 3D model C02-1 (12)

## 5.2 Profil s plnou stěnou C01-8 (40x40)

Pro upevnění sedadel k podlaze jsem volil profil s plnou stěnou typ C01-8 (červená barva). S ostatních stran je další možnost napojení.

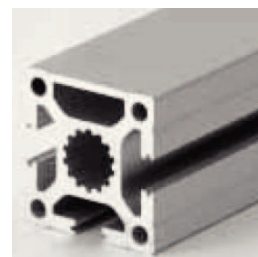
Jedná se o víceúčelové profily vhodné pro konstrukce všeho druhu. Tento profil je mimořádně pevný a je těžko překonatelný, co se týče poměru cena a výkon. (12)



Obr. 5.3 Profil C01-8 (12)

Tab. 10 Technické údaje C01-8 (12)

Kvadratický moment k ose x	$I_{x2} = 11,66 \text{ cm}^4$
Kvadratický moment k ose y	$I_{y2} = 11,67 \text{ cm}^4$
Průřezový modul k ose x	$W_{x2} = 5,78 \text{ cm}^3$
Průřezový modul k ose y	$W_{y2} = 5,83 \text{ cm}^3$
Plocha průřezu	$S_2 = 7,30 \text{ cm}^2$
Hmotnost	$m_2 = 2,0 \text{ kg/m}$

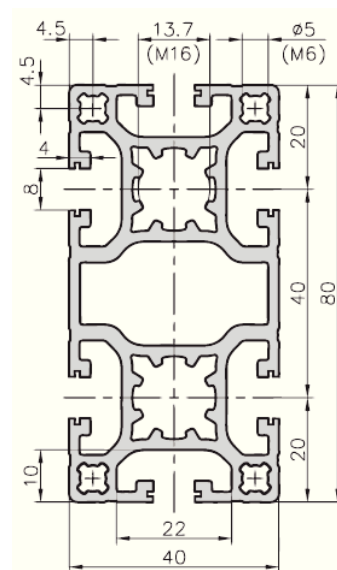


Obr. 5.4 3D model C01-8 (12)

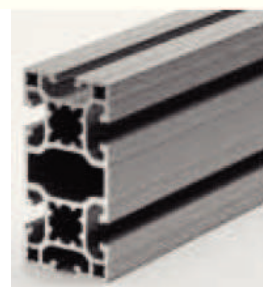
### 5.3 Lehký profil C02-3 (40x80)

Tyto lehké profily C02-3 (hnědá barva) jsem většinou použil pro spojení rohových profilů a tam kde působí větší síly. A zároveň je využito možnosti napojení ze všech čtyř stran.

Jedná se o profily, které mohou být použity pro plnění kapalinami nebo plynu, mohou nést zátěže, obsahovat závit, atd. Také se mohou stát perfektním řešením mnoha specifických problémů. S tímto konstrukčním profilem se může stavět v pravém slova smyslu. (12)



Obr. 5.5 Profil C02-3 (12)



Obr. 5.6 3D model C02-3 (12)

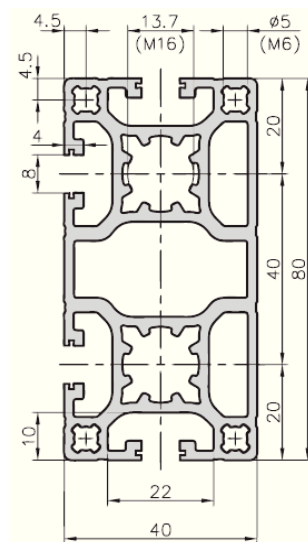
Tab. 11 Technické údaje C02-3 (12)

Kvadratický moment k ose x	$I_{x3} = 64,90 \text{ cm}^4$
Kvadratický moment k ose y	$I_{y3} = 17,70 \text{ cm}^4$
Průřezový modul k ose x	$W_{x3} = 16,23 \text{ cm}^3$
Průřezový modul k ose y	$W_{y3} = 8,85 \text{ cm}^3$
Plocha průřezu	$S_3 = 10,20 \text{ cm}^2$
Hmotnost	$m_3 = 2,8 \text{ kg/m}$

### 5.4 Profil s plnou stěnou C01-5 (40x80)

Tyto profily s plnou stěnou C01-5 (modrá barva) jsem umístil plnou stěnou na podlahu. Tedy další tři strany dávají možnost dalšího napojení. Jsou umístěny po obvodě celé konstrukce.

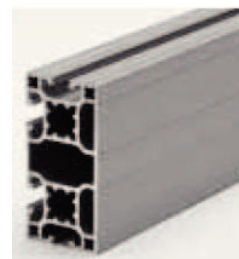
Podobně jako všechny částečně uzavřené profily, tento prvek je ideální volbou, jestliže chcete udržovat vaši konstrukci v co možná nejčistším stavu. (12)



Obr. 5.7 Profil C01-5 (12)

Tab. 12 Technické údaje C01-5 (12)

Kvadratický moment k ose x	$I_{x4} = 64,40 \text{ cm}^4$
Kvadratický moment k ose y	$I_{y4} = 17,20 \text{ cm}^4$
Průřezový modul k ose x	$W_{x4} = 16,10 \text{ cm}^3$
Průřezový modul k ose y	$W_{y4} = 8,6 \text{ cm}^3$
Plocha průřezu	$S_4 = 9,76 \text{ cm}^2$
Hmotnost	$m_4 = 2,6 \text{ kg/m}$

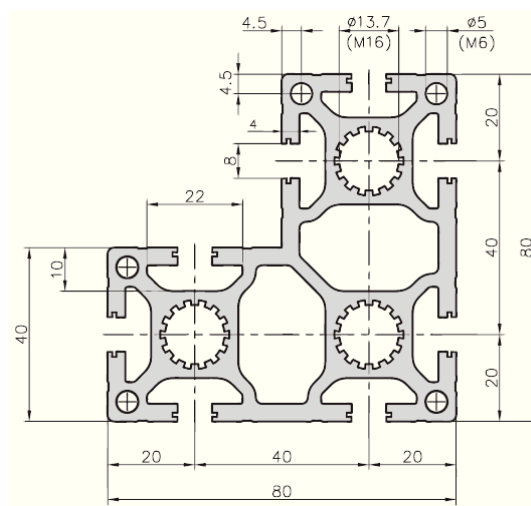


Obr. 5.8 3D model C01-5 (12)

## 5.5 Úhlový profil C01-6 (80x80x40)

Úhlové profily průřezu L typu C01-6 (zelená barva) jsem umístil do všech rohů. Využil jsem otevřenosti ze všech stran, tedy je zde možnost napojení ze všech stran.

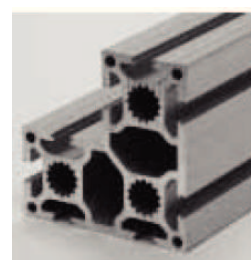
Používají se pro strojní a přístrojové skelety, které musejí nést značnou zátěž a které vyžadují pevné rohové komponenty. Také jsou kompaktním a finančně nenáročným řešením. (12)



Obr. 5.9 Profil C01-6 (12)

Tab. 13 Technické údaje C01-6 (12)

Kvadratické momenty	$I_{x5,y5} = 109,18 \text{ cm}^4$
Průřezové moduly	$W_{x5,y5} = 23,56 \text{ cm}^3$
Plocha průřezu	$S_5 = 19,59 \text{ cm}^2$
Hmotnost	$m_5 = 5,3 \text{ kg/m}$



Obr. 5.10 3D model C01-6 (12)

## 5.6 Spojovací technologie

KANYA PVS umožňuje postavit jakoukoliv konstrukci za velice krátký čas. Srdcem tohoto systému je vlastní vynález firmy KANYA, mezinárodně patentovaná spojka PVS. Jakékoliv profily se tak dají stabilně a bezpečně spojit



Obr. 5.11 Příklad jednoduché montáže (12)

dohromady. Snadná montáž a široká škála možností výběru profilů a

příslušenství jsou dva základní předpoklady, které umožní sestavit konstrukci podle vlastního návrhu. Úpravy a dodatečné změny se dají provést snadno a rychle s využitím stávajícího materiálu. Každý díl může být upraven dle přání zákazníka. Není třeba žádných drahých dokončovacích nebo povrchových úprav. Finančně náročné sestavování je minimalizováno. Tím se ušetří mnoho času a sníží se náklady. Všechny díly se dají znovu využít, a to opakovaně, protože všechny spoje se jednoduše demontují. To činí tento systém tím nejúspěšnějším, který se může z hlediska dlouhodobého užívání koupit. (12)

### Postup jednoduché montáže 90° propojení:

Nejprve zasunu válcový díl do otvoru vyvrtaného v druhém profilu (obr. 5.12). Poté zasunu kotvu s pružinou do středového otvoru válcového dílu (obr. 5.13) a zatlačím hlavu kotvy do drážky prvního profilu a otočím o 90° (obr. 5.14). Nakonec utáhnu imbusový šroub.



Obr. 5.12 Zasunutí válcového dílu



Obr. 5.13 Zasunutí kotvy s pružinou

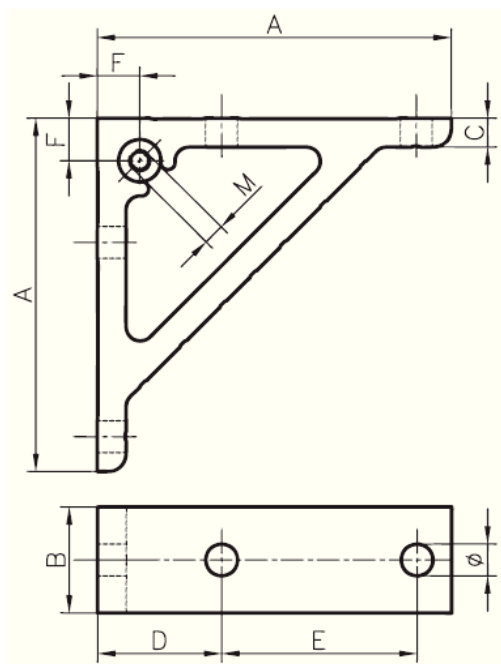


Obr. 5.14 Zatlačení hlavy do drážky

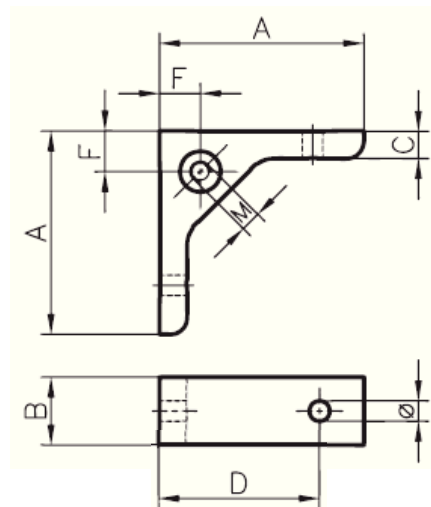
viz. (12)

### 5.6.1 Volba úhelníku

Pro upevnění profilů volím dva typy montážních úhelníků, které se dají použít v kombinaci s PVS. Používají se také jako výztuha.



Obr. 5.15 Úhelník A30-30 (12)

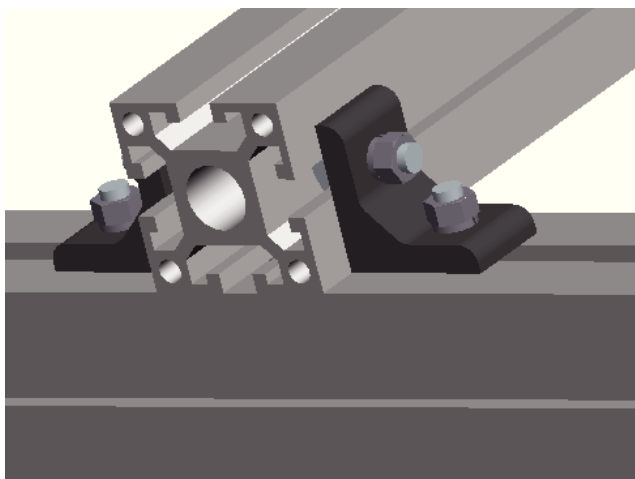


Obr. 5.16 Úhelník C30-00 (12)

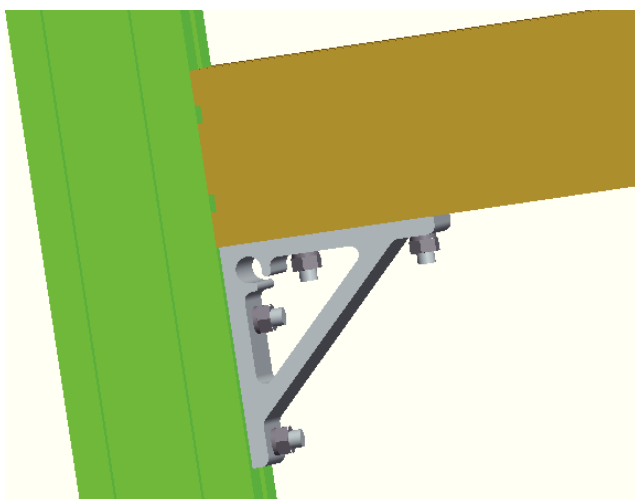
Tab. 14 Rozměry úhelníku (12)

Úhelník	A30-30	C30-00
<b>A</b>	100	31
<b>B</b>	30	20
<b>C</b>	8	8
<b>D</b>	35	20
<b>E</b>	55	-
<b>F</b>	12	-
<b>φ</b>	9	6,5
<b>M</b>	-	-

Výše uvedené rozměry jsou v mm.



Obr. 5.17 Příklad použití úhelníku C30-00



Obr. 5.18 Příklad použití úhelníku A30-30

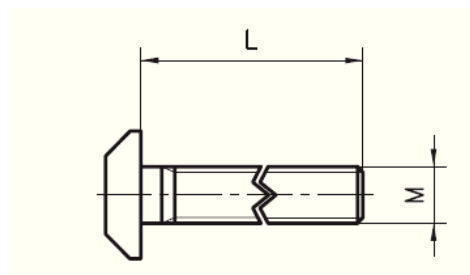
### 5.6.2 T-šrouby

Spojení k profilům se provádí pomocí T-šroubů, které jsou dodávány se šestihrannou maticí a podložkou. Používají se pro připevňování všech možných komponentů. V mém případě k připevnění úhelníků a pneumatických válců k profilům.

Materiál je 8.8 ocel, pozinkovaná. (12)



Obr. 5.19 Příklad vložení T-šroubů



Obr. 5.20 T-šroub (12)

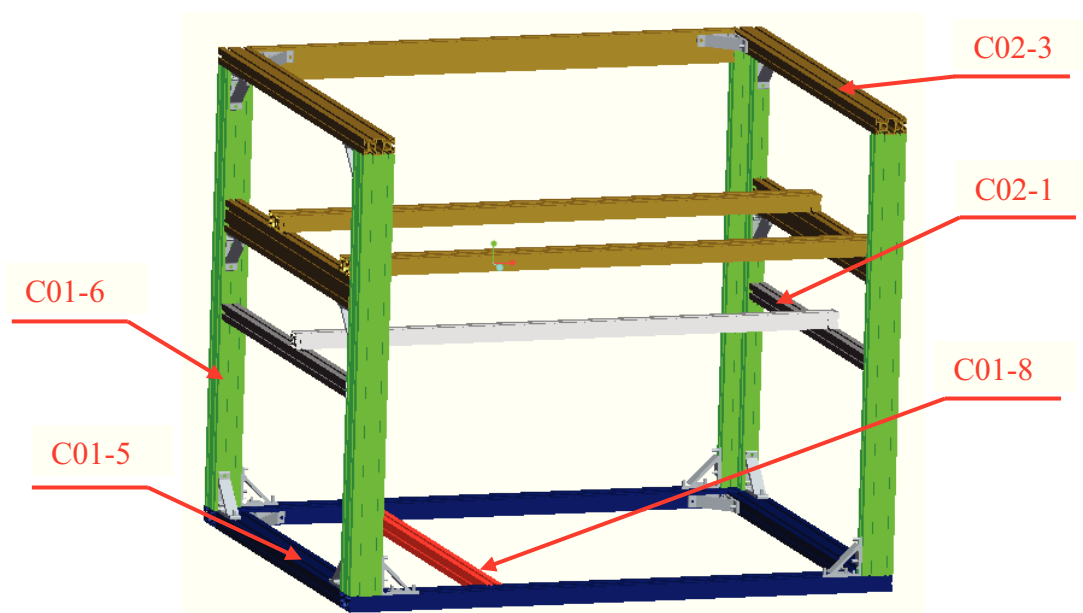
Pro základnu 40 mm se používají ve velikostech uvedených v tab.15.

Tab. 15 Velikosti T-šroubů (12)

M	L	M	L
8	20	6	18
8	25	6	25
8	30	6	30
8	40		
8	60		

Výše uvedené rozměry jsou v mm.

Jednotlivé profily jsou dále v práci barevně odlišeny podle následujícího obrázku:



Obr. 5.21 Možný příklad použití profilu

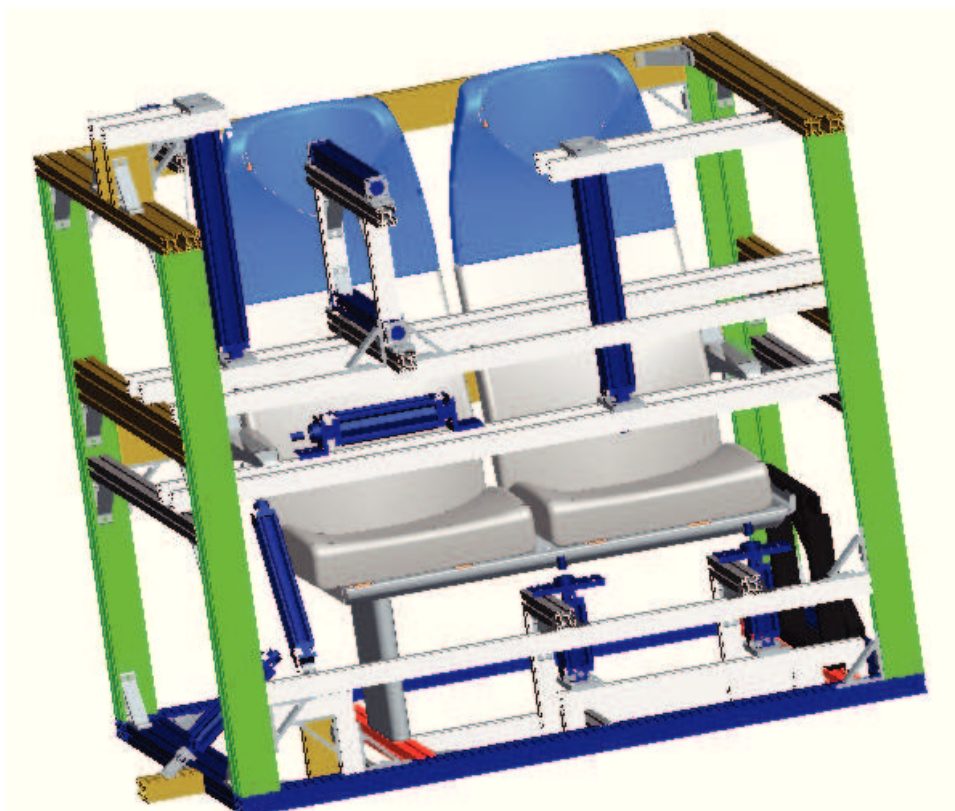


## 6 Konstrukce buňky B

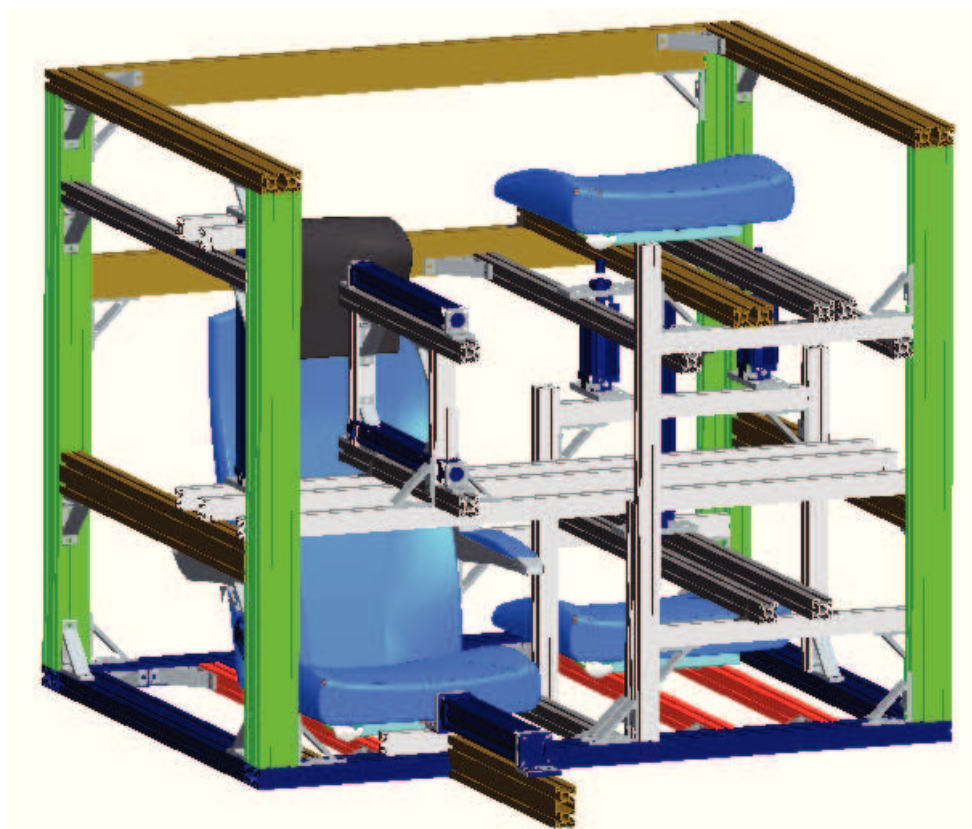
Byla vybrána tato varianta, která se skládá ze dvou na sobě nezávislých buněk. Obě buňky jsem navrhl tak, aby měly stejné rozměry. Se zadavatelem jsme se domluvili, že zakoupí profily jen na jednu buňku. Vše se tedy umístí do jedné buňky po co možná nejmenších změnách. To je i z důvodů poměrně malého výběru již zakoupených pneumatických válců. Jednotlivé varianty jsou vysvětleny v podbodech. U všech je základní konstrukce stejná jen se liší rozmístění profilu, na kterých jsou připevněny pneumatické válce.

### 6.1 Celková sestava B1 a B2

Na následujících obrázcích jsou uvedeny konstrukční varianty rámu v provedení B1 a B2, které se od sebe liší rozmístěním profilů, na kterých jsou připevněny pneumatické válce.



Obr. 6.1 Celková sestava B1



Obr. 6.2 Celková sestava B2

## 6.2 Skutečná konstrukce pro sedadla SEP a SEN

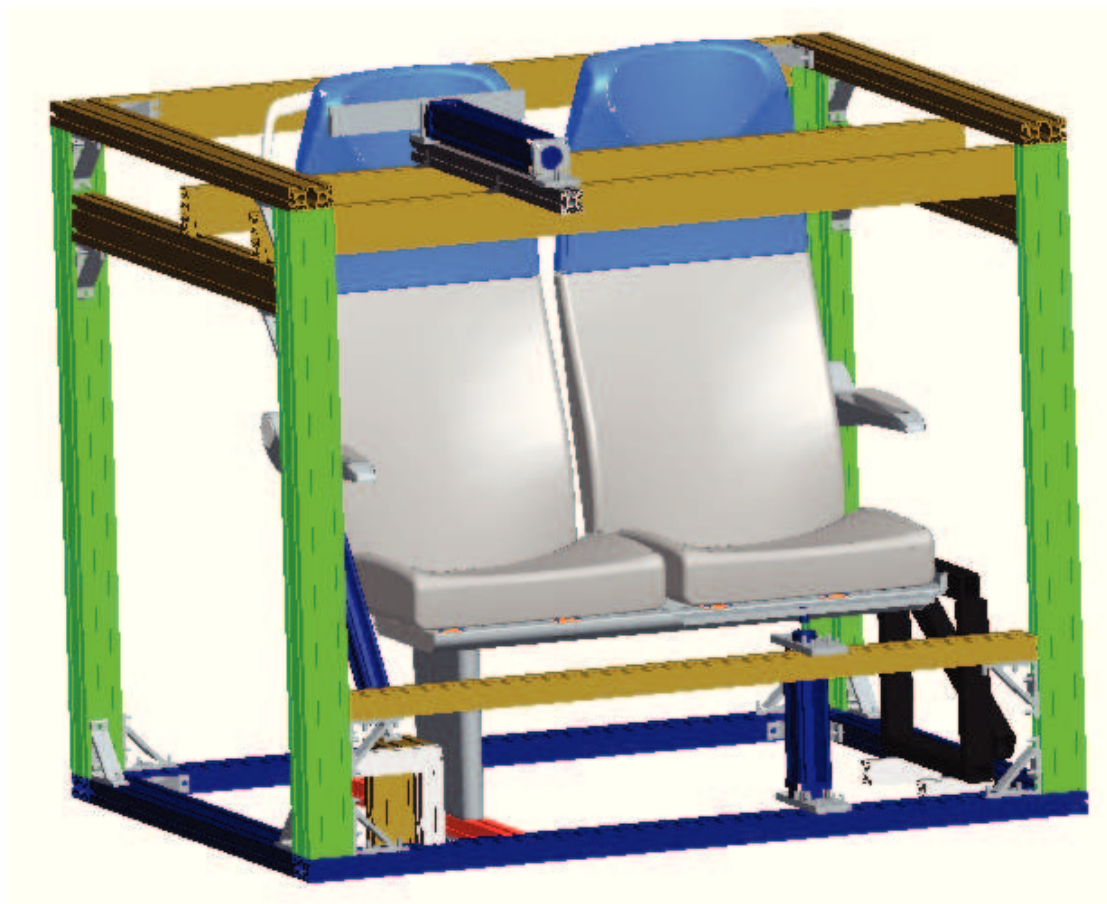
Proti původnímu návrhu, uvedeném v bodě 6.1 došlo k odebrání profilů z důvodů:

- použití mnoha profilů, kde by se výrazně zvedla cena
- mnoho práce s montáží

Na následujících obrázcích jsou uvedeny definitivní provedení testovacího rámu, v daném případě jen pro sedadla SEP. Sedadla SEN se liší jen malými rozměry. Sestavil jsem čtyři možné varianty sestavení, tak aby bylo možno zkoušet požadované typy zkoušek. Všechny varianty jsem navrhl s ohledem na dostupnost pneumatických válců. Pro velké síly jsem použil válce  $\phi 50$  mm a pro menší síly či jen kývavé pohyby válce  $\phi 32$  mm. Vše jsem navrhl tak, aby nebyla příliš náročná montáž a aby bylo možno použít na různé varianty sestavení již jednou použité profily.

### 6.2.1 I. Varianta

Na následujícím obrázku je uvedena sestava varianty I.



Obr. 6.3 Celková sestava varianty I

V této variantě je umístěn pneumatický válec  $\phi 50 \times 400$  mm, který je připevněn k hliníkovým profilům pomocí patního upevnění a bude vyvolávat sílu  $F_1 = 750$  N na podhlavek. Na pístnici bude přišroubován přípravek, který se skládá z matice M16 a ploché tyče o rozměrech  $350 \times 12 - 350$  mm, aby bylo zajištěno rozložení sil na celou plochu podhlavku. Dále je zde umístěn pneumatický válec  $\phi 50 \times 150$  mm, který je připevněn pomocí přírubového upevnění a bude vyvolávat sílu  $F_6 = 1500$  N na sedadlo zdola. Také zde je přišroubován přípravek, který se skládá z matice M16 a ploché tyče o rozměrech  $350 \times 12 - 450$  mm, aby bylo zajištěno rozložení sil na celou plochu sedadla. Jako poslední možnost pohybu u této varianty je kývavý pohyb područky, který zajišťuje pneumatický válec  $\phi 32 \times 250$  mm.

### 6.2.2 II. Varianta

Na následujícím obrázku je uvedena sestava varianty II.



Obr. 6.4 Celková sestava varianty II

V této variantě je umístěn pneumatický válec  $\phi 50 \times 150$  mm, který je připevněn k hliníkovým profilům pomocí patního upevnění a bude vyvolávat sílu  $F_9 = 800$  N, která působí na madlo. Pomocí pneumatického válce  $\phi 50 \times 400$  mm je vyvolána síla  $F_3 = 1500$  N, která působí na područku shora. V některých případech zde může být umístěn i koš. Jedná se o zavírání a otevírání koše. Tyto pohyby zaručuje pneumatický válec  $\phi 32 \times 150$  mm.



### 6.2.3 III. Varianta

Na následujícím obrázku je uvedena sestava varianty III.

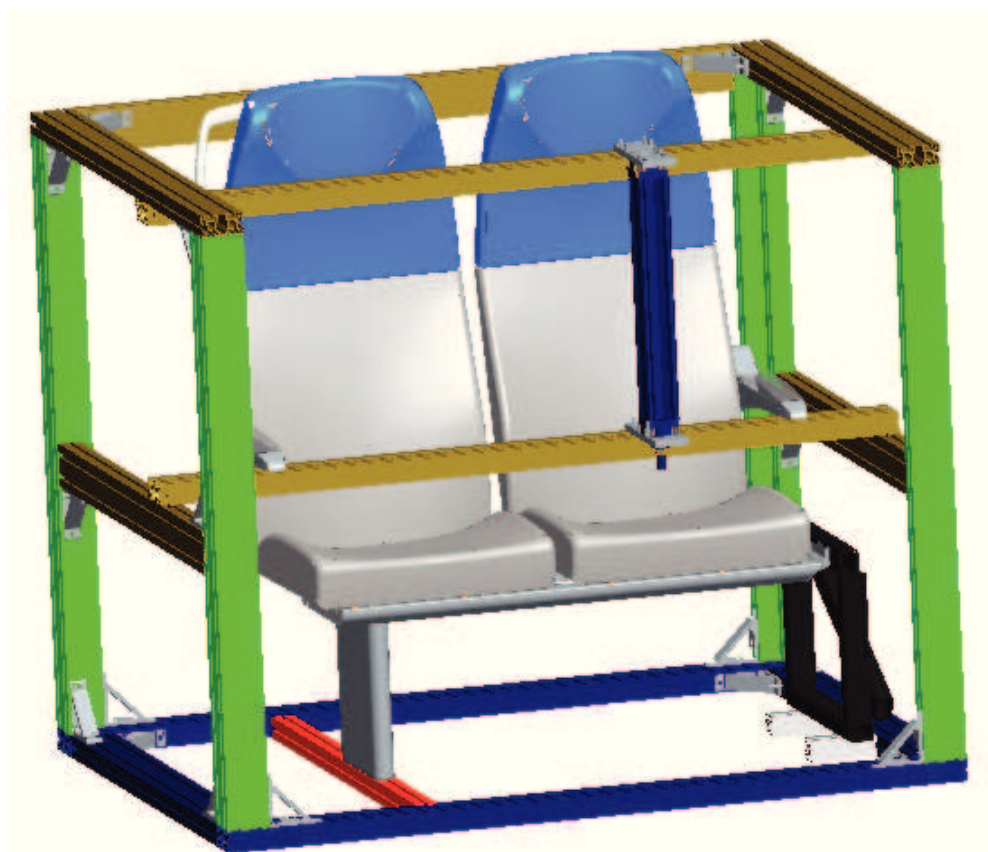


Obr. 6.5 Celková sestava varianty III

V této variantě je umístěn pneumatický válec  $\phi 50 \times 400$  mm, který je připevněn k hliníkovým profilům pomocí patního upevnění a bude vyvolávat sílu  $F_2 = 750$  N, která působí v místě opření zad. Se stejným upevněním je zde i pneumatický válec  $\phi 50 \times 150$  mm, který vyvolává sílu  $F_8 = 1500$  N, která tlačí na područku z boku.

#### 6.2.4 IV. Varianta

Na následujícím obrázku je uvedena sestava varianty IV.



Obr. 6.6 Celková sestava varianty IV

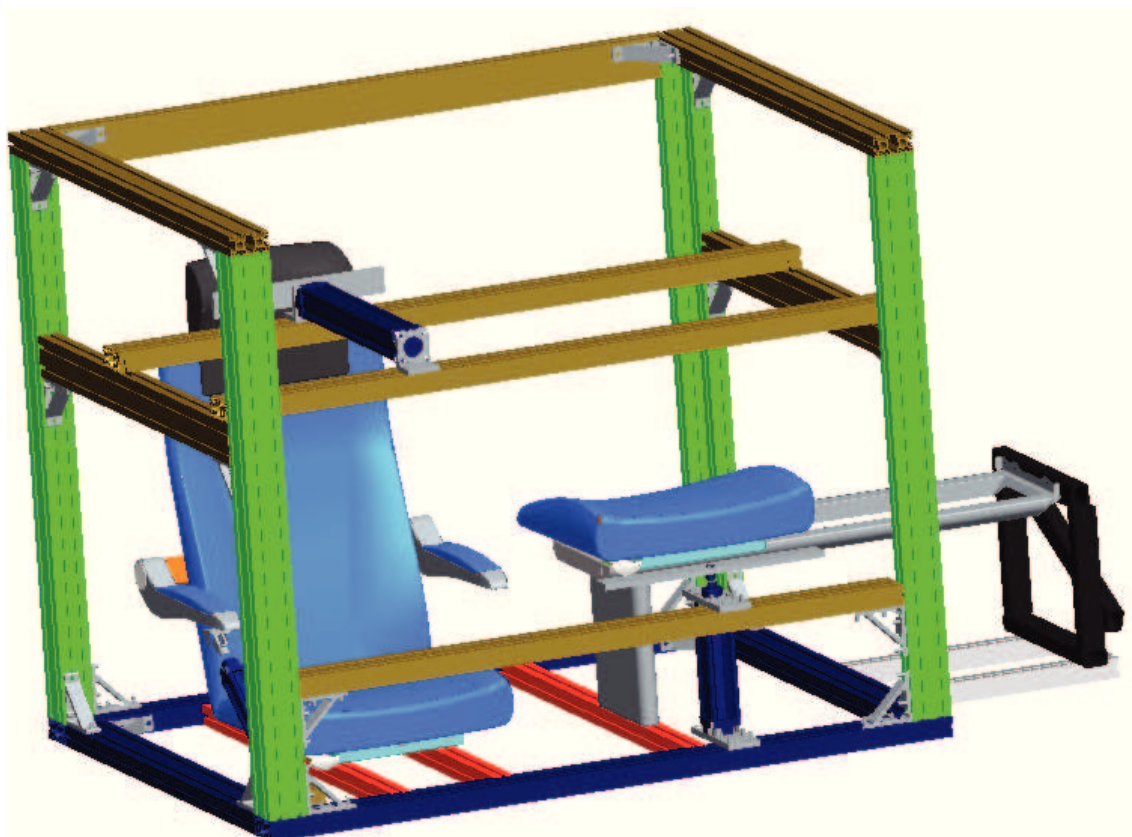
V této variantě je umístěn pneumatický válec  $\phi 50 \times 400$  mm, který je připevněn pomocí přírubového upevnění a vyvolává sílu  $F_4 = 1500$  N, přičemž namáhá sedadlo shora.

### 6.3 Skutečná konstrukce pro sedadla SES

Na následujících obrázcích jsou uvedeny varianty sestav konstrukce pro sedadla SES. Opět jsou navrženy čtyři možné varianty sestavení V. až VIII., tak aby bylo možno zkoušet všechny předem stanovené zkoušky. Také u této varianty jsou brány ohledy na dostupnost pneumatických válců. Pro velké síly jsou použity válce  $\phi 50$  mm a pro menší síly či jen kývavé pohyby válce  $\phi 32$  mm. Jak v předchozím případě je brán zřetel na to, které součásti mohou být zatěžovány současně. A vše je také navrženo, aby bylo možno na různé varianty použít stejné velikosti již použitých profilů a to i z varianty pro konstrukci SEP a SEN. To vše s ohledem na cenu. Také zde je vše navrženo tak, aby bylo co možno nejméně práce se sešroubováním.

### 6.3.1 V. Varianta

Na následujícím obrázku je uvedena sestava varianty V.

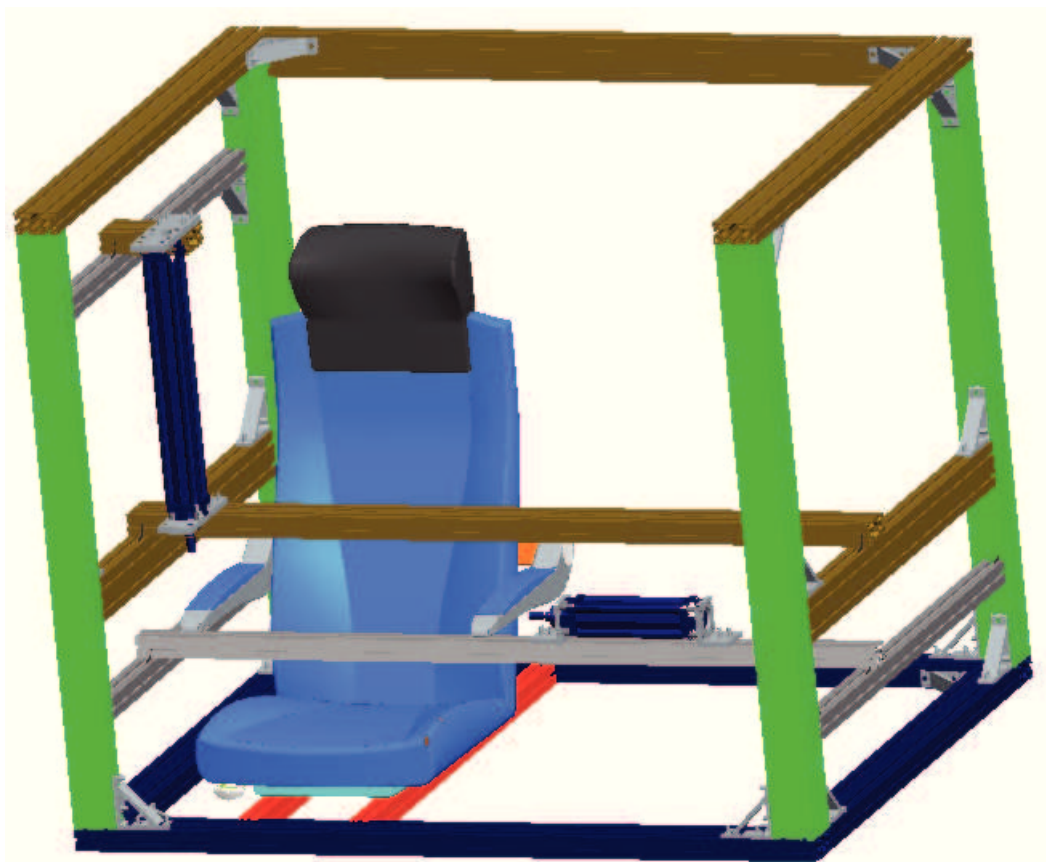


Obr. 6.7 Celková sestava varianty V

V této variantě je rozmístění pneumatických válců stejné jako ve variantě I. Jen kývavý pohyb područky zajišťuje pneumatický válec  $\phi 32 \times 150$  mm.

### 6.3.2 VI. Varianta

Na následujícím obrázku je uvedena sestava varianty VI.



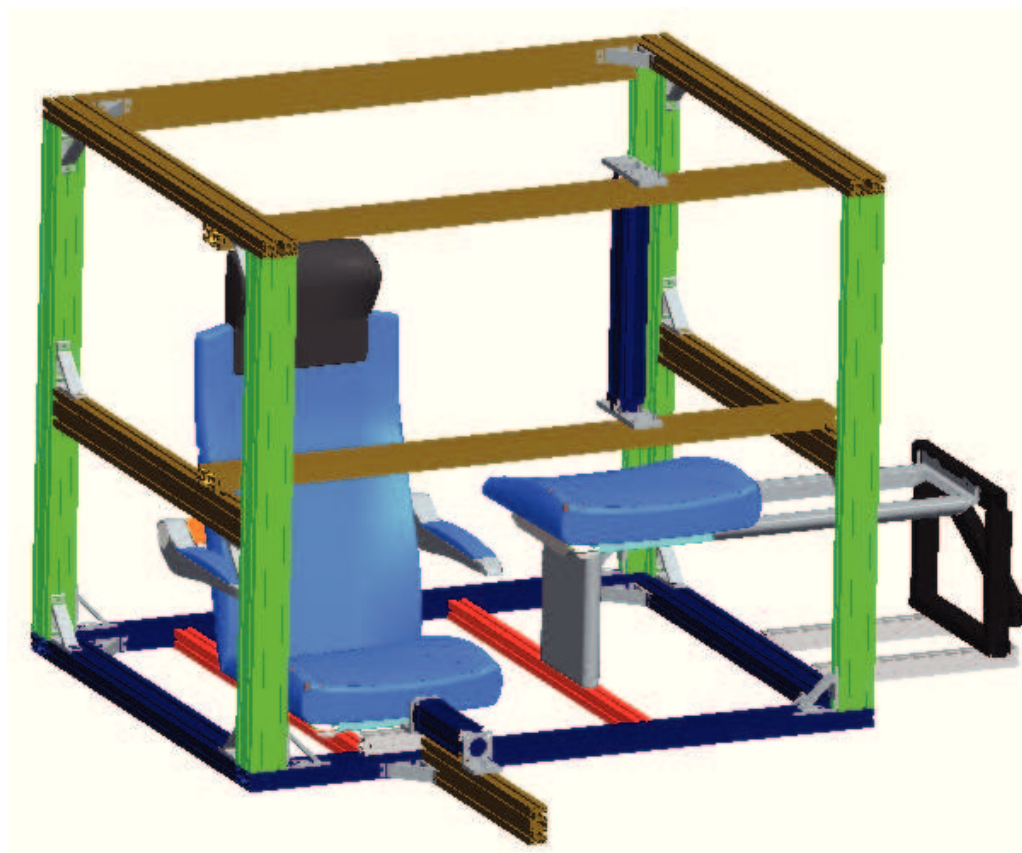
Obr. 6.8 Celková sestava varianty VI

V této variantě je umístěn pneumatický válec  $\phi 50 \times 400$  mm, který je připevněn pomocí přírubového upevnění a vyvolává sílu  $F_3 = 1500$  N, která namáhá područku shora. Současně je zde pomocí patního upevnění připevněn pneumatický válec  $\phi 50 \times 150$  mm, který působí na područku na opačné straně silou  $F_8 = 1500$  N.



### 6.3.3 VII. Varianta

Na následujícím obrázku je uvedena sestava varianty VII.

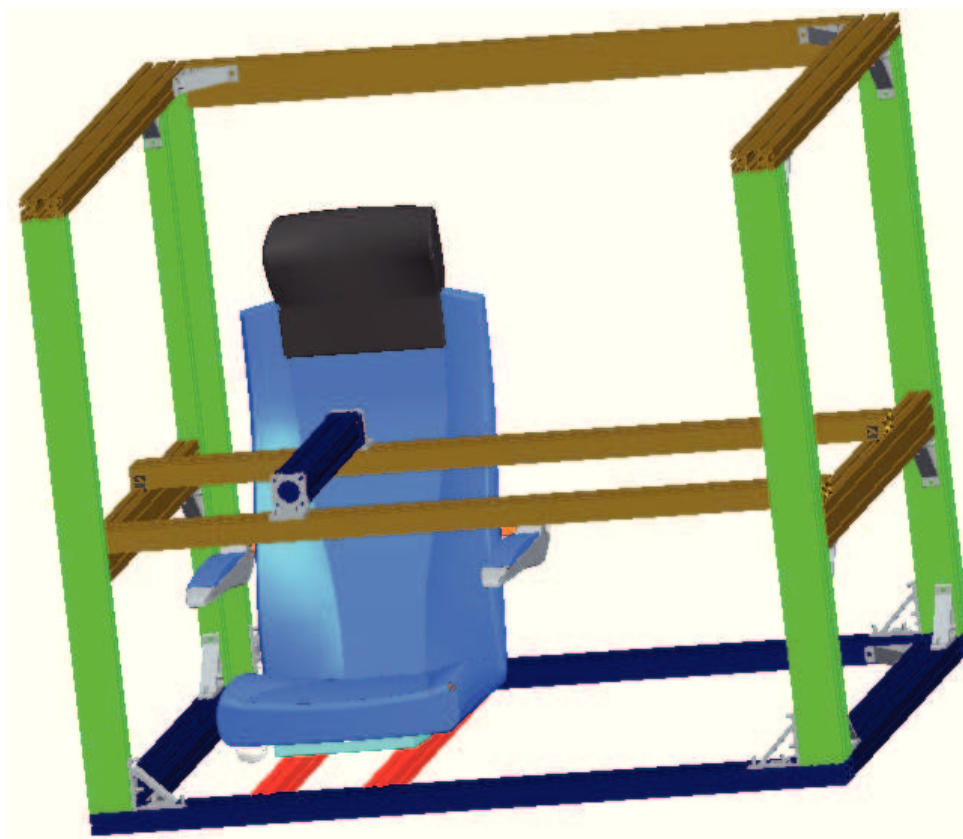


Obr. 6.9 Celková sestava varianty VII

V této variantě je umístěn pneumatický válec  $\phi 50 \times 400$  mm, který je připevněn pomocí přírubového upevnění a vyvolává sílu  $F_4 = 1500$  N, která namáhá sedadlo shora. Také je zde umístěn pneumatický válec  $\phi 50 \times 150$  mm, který simuluje pohyb sedadla tam a zpět.

### 6.3.4 VIII. Varianta

Na následujícím obrázku je uvedena sestava varianty VIII.



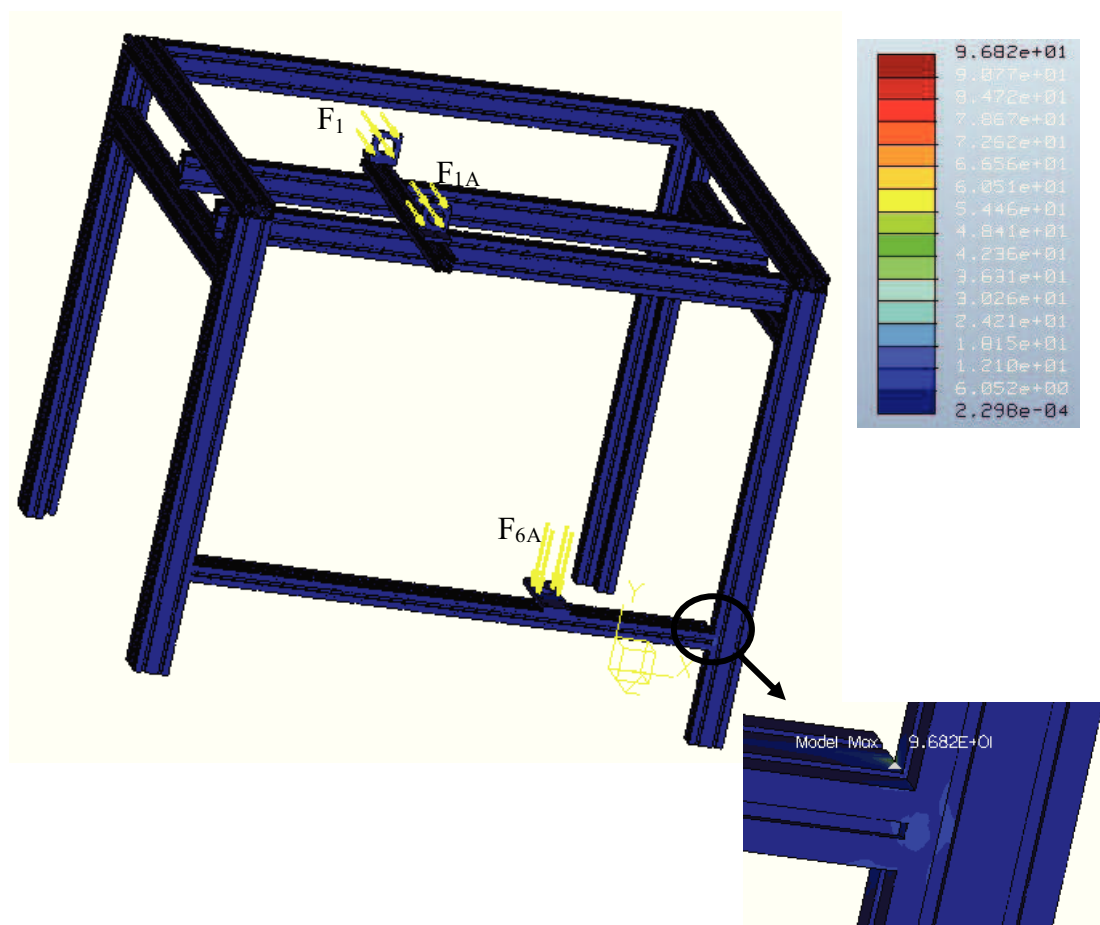
Obr. 6.10 Celková sestava varianty VIII

V této poslední variantě je umístěn pneumatický válec  $\phi 50 \times 400$  mm, který je připevněn pomocí patního upevnění a vyvolává sílu  $F_2 = 750$  N, která namáhá sedadlo v místě opření zad.

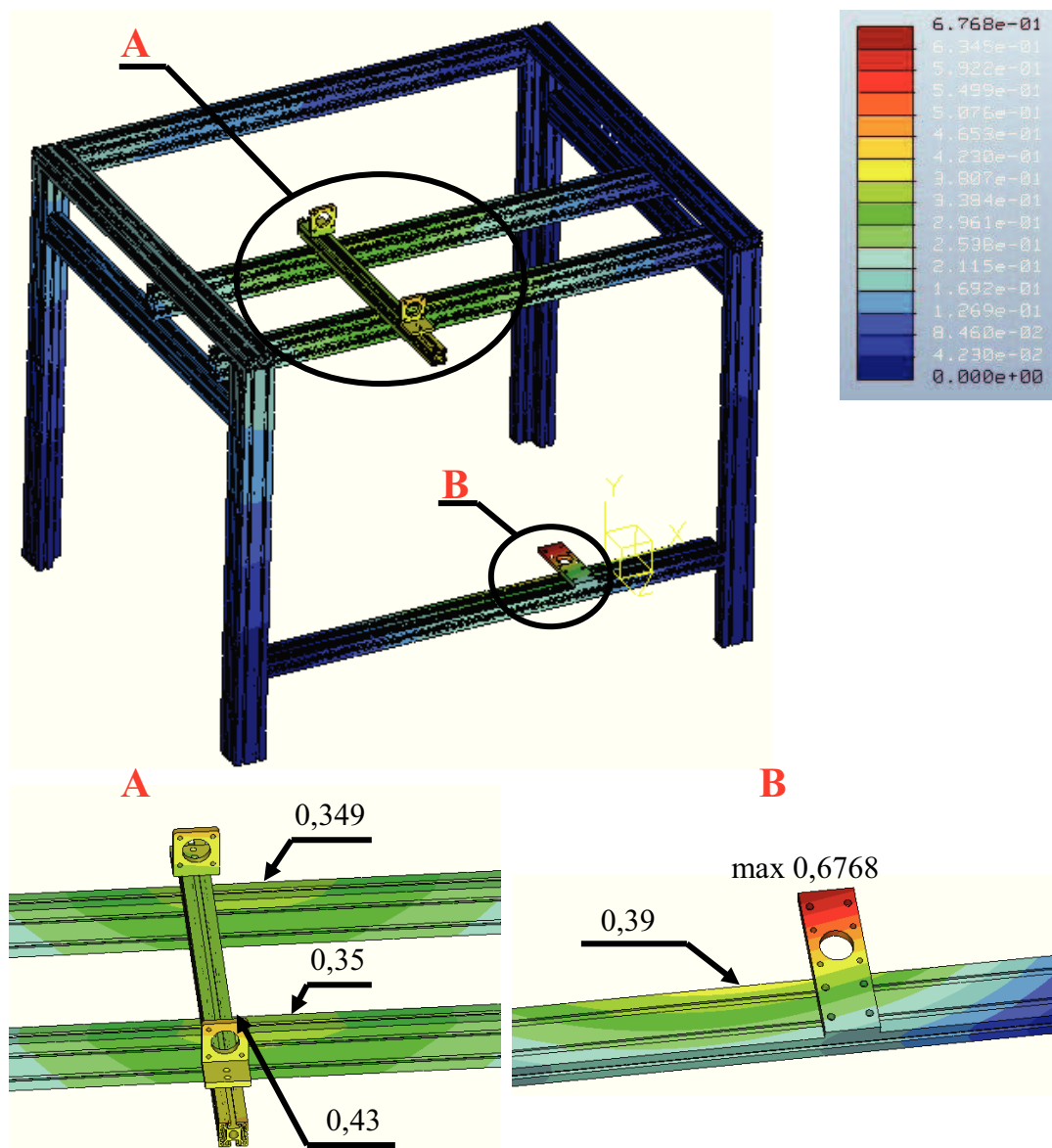
## 7 Pevnostní výpočty

V následující části jsou uvedeny pevnostní kontroly sestav I až IV navržených v předchozí kapitole. Tyto pevnostní výpočty jsem provedl v softwaru ProEngineer.

### 7.1 Varianta I



Obr. 7.1 Výsledné napětí varianty I

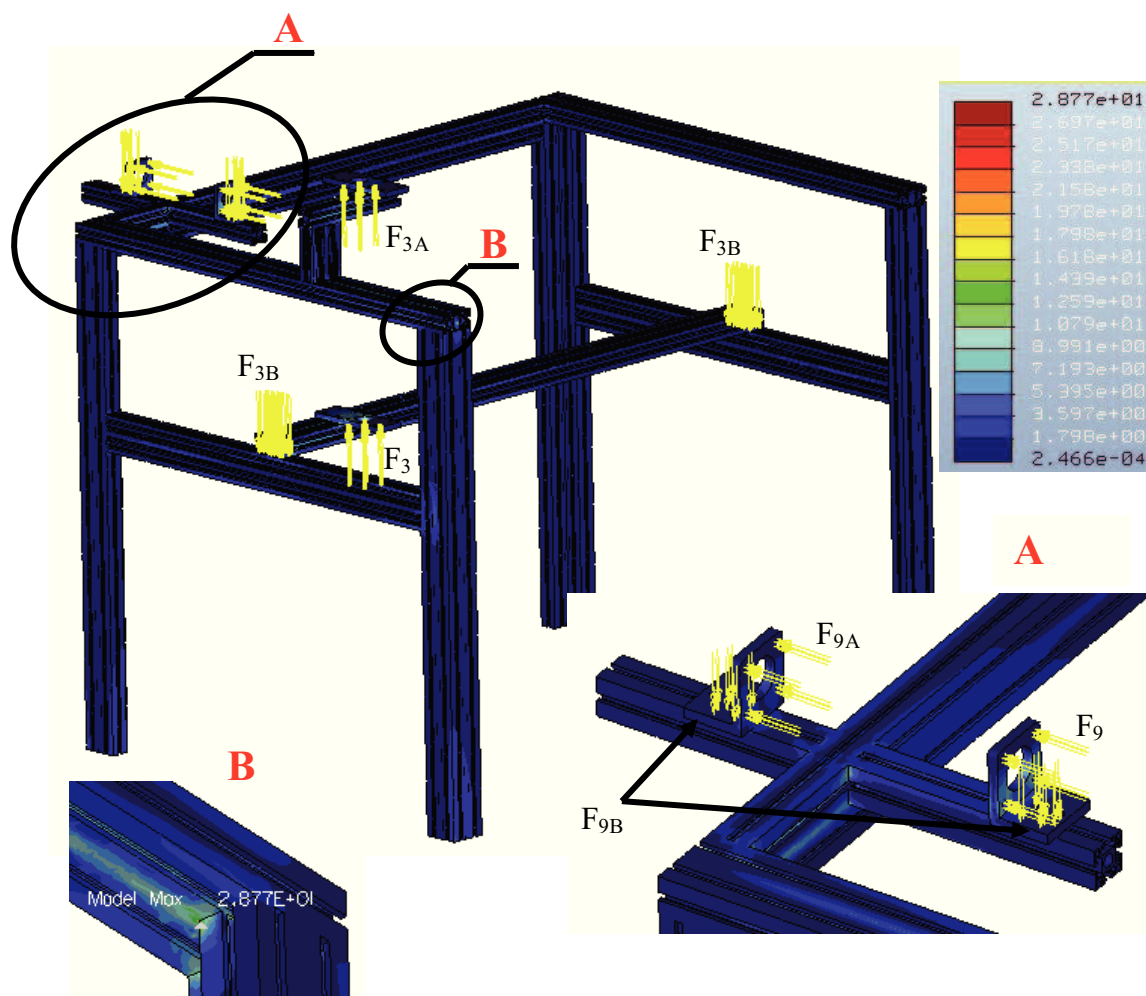


Obr. 7.2 Výsledné průhyby nosníku varianty I

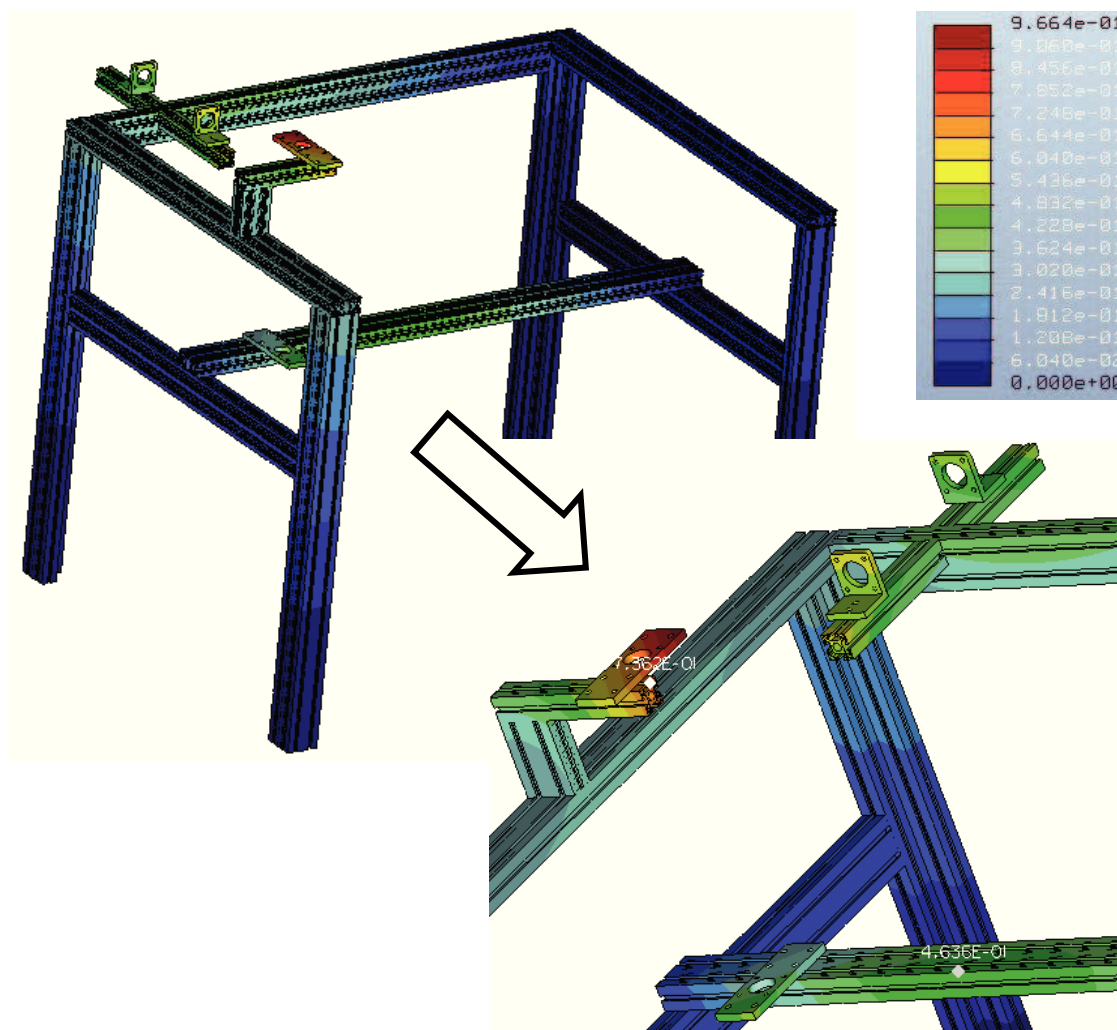
V této variantě působí síla  $F_I = 750$  N, která působí na podhlavek. Počítáno je ovšem se silou 800 N, z důvodů dělitelnosti čísla. Tato síla je zadána pomocí objemových regionů místo šroubů, které drží pneumatický válec, tedy je rozdělena na 4 x 200 N k bližší části sedadla, kde lze předpokládat větší síly než v patním upevnění umístěným dále od sedadla, kde jsem počítal s poloviční silou  $F_{IA} = 400$  N, tedy je rozdělena na 4 x 100 N. Dále zde působí síla  $F_6 = 1500$  N, která působí na sedadlo zdola. Síly jsou opět umístěny místo šroubů. V tomto případě je síla  $F_6$  rozdělena na 4 x 375 N v bližší části sedadla a na sílu  $F_{6A} = 800$  N tj. 4 x 200 N.

Maximální napětí  $\sigma_1 = 96,82$  MPa viz. obr. 7.1. Dále mě zajímá maximální průhyb nosníku, který je roven 0,39 mm.viz. obr. 7.2.

## 7.2 Varianta II



Obr. 7.3 Výsledné napětí varianty II



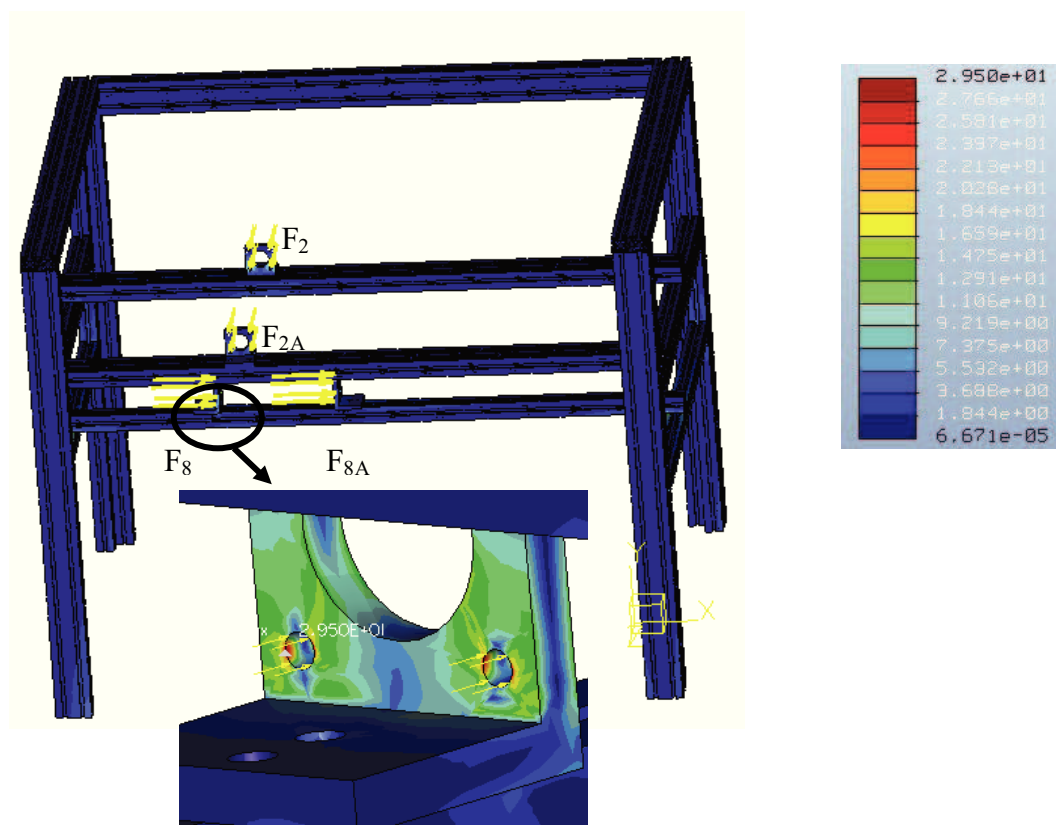
Obr.7.4 Výsledné průhyby varianty II

V této variantě působí síla  $F_9 = 800$  N, která působí na madlo. Ta je rozdělena na  $4 \times 200$  N k bližší části sedadla, kde lze předpokládat větší síly než v patním upevnění umístěným dále od sedadla, kde jsem počítal s poloviční silou  $F_{9A} = 400$  N, ta je rozdělena na  $4 \times 100$  N. Poté je zde započítaná i síla působící od hmotnosti pneumatického válce a patních upevnění  $F_{9B} = 24$  N. Dále zde působí síla  $F_3 = 1500$  N, která působí na područku shora. V tomto případě je síla  $F_3$  rozdělena na  $4 \times 375$  N v bližší části sedadla a na sílu  $F_{3A} = 800$  N tj.  $4 \times 200$  N. Také je zde počítáno se silou působící od hmotnosti pneumatického válce a profilu C02-3  $F_{3B} = 40$  N.

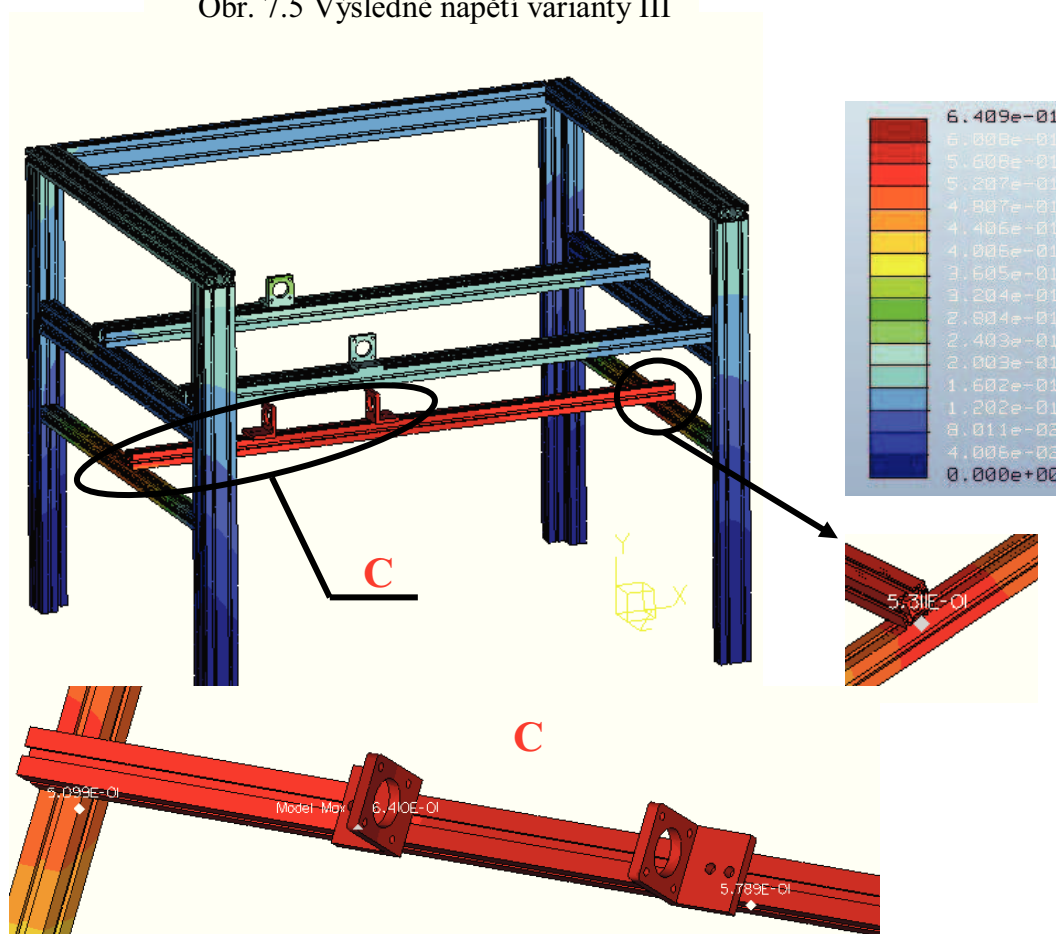
Maximální napětí  $\sigma_2 = 28,77$  MPa je v horním spoji dvou profilů viz. obr. 7.3. Maximální průhyb nosníku je roven 0,46 mm viz. obr. 7.4.



### 7.3 Varianta III



Obr. 7.5 Výsledné napětí varianty III

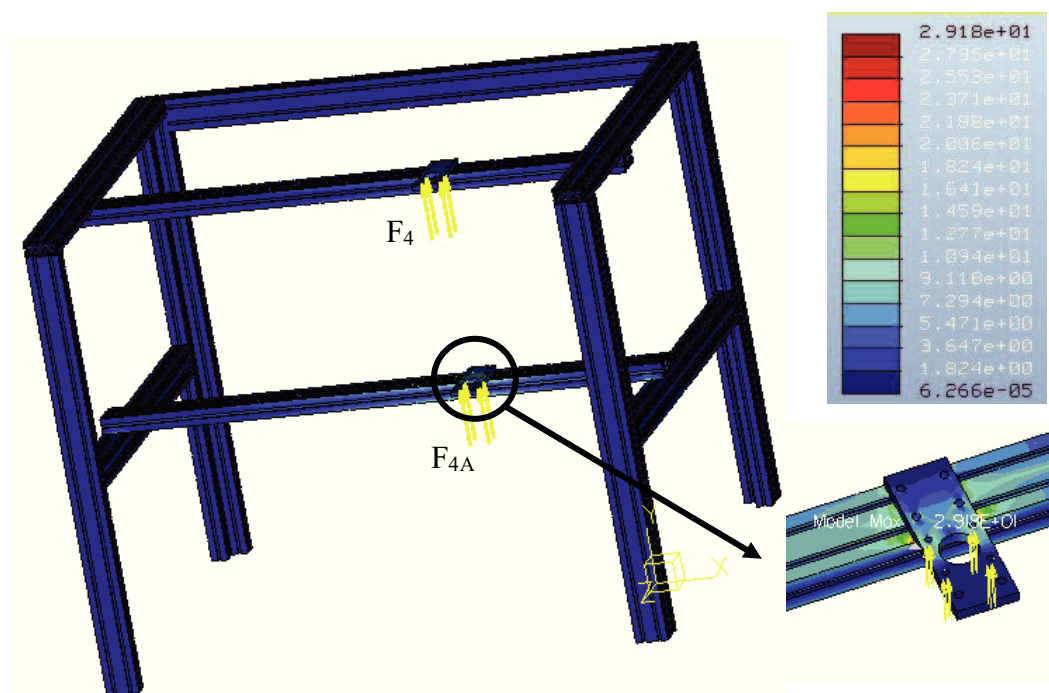


Obr. 7.6 Výsledné průhyby varianty III

V této variantě působí síla  $F_2 = 750$  N, která působí v místě opření zad. Počítáno je ovšem se silou 800 N, ta je rozdělena na 4 x 200 k bližší části sedadla, kde lze předpokládat větší síly než v patním upevnění umístěným dále od sedadla, kde jsem počítal s poloviční silou  $F_{2A} = 400$  N, tedy je rozdělena na 4 x 100 N. Dále zde působí síla  $F_8 = 1500$  N, která tlačí na područku z boku. V tomto případě je síla  $F_8$  rozdělena na 4 x 375 N v bližší části sedadla a na sílu  $F_{8A} = 800$  N tj. 4 x 200 N.

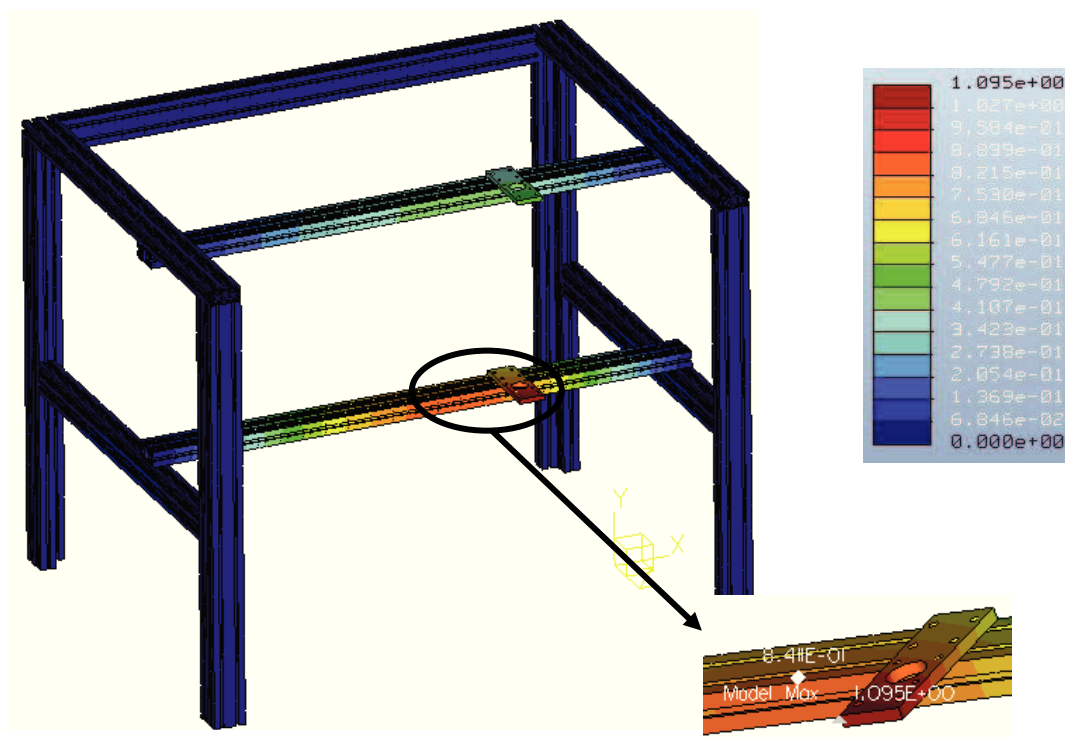
Maximální napětí  $\sigma_3 = 29,5$  MPa je v místě upevnění pneumatického válce a patního upevnění. viz. obr. 7.5. Maximální průhyb nosníku je roven 0,578 mm viz. obr. 7.6.

#### 7.4 Varianta IV



Obr. 7.7 Výsledné napětí varianty IV





Obr. 7.8 Výsledné průhyby varianty IV

V této variantě působí síla  $F_4 = 1500$  N, která namáhá sedadlo shora. Tato síla je rozdělena na 4 x 375 N k bližší části sedadla a na sílu  $F_{4A} = 800$  N tj. 4 x 200 N.

Maximální napětí  $\sigma_4 = 29,18$  MPa viz. obr. 7.7. Maximální průhyb nosníku je roven 0,84 mm viz. obr. 7.8.

## 7.5 Varianta V a VIII

Tyto varianty jsou velmi blízké variantě I. Ve variantě V působí stejné zatížení jako v I. variantě, takže lze předpokládat podobné výsledné napětí a průhyby nosníku. VIII. varianta je v podstatě část varianty I. (působení síly na podhlavek), kde lze rovněž předpokládat velmi podobné výsledné napětí a průhyby nosníku.

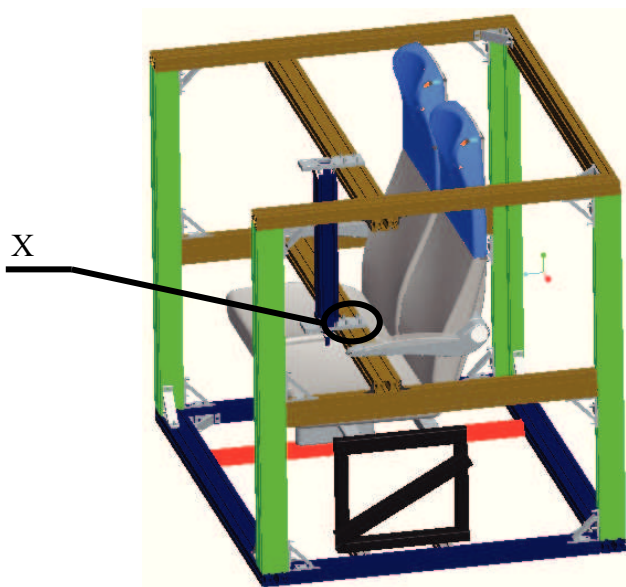
## 7.6 Varianta VI

Tato varianta je velmi blízká variantě II a III. Z II. varianty je stejné zatížení působící na područku shora a z III. varianty působí stejné zatížení na područku z boku. V obou případech lze předpokládat velmi podobné výsledné napětí a průhyby nosníku, jako v jednotlivých částech variant II a III.

## 7.7 Varianta VII

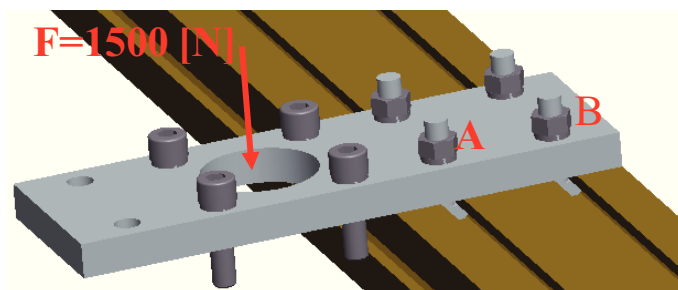
Tato varianta je velmi blízká variantě IV, kde je zatížení působící na sedadlo shora stejné. Zde lze rovněž předpokládat velmi podobné výsledné napětí a průhyby nosníku.

## 7.8 Kontrola šroubů

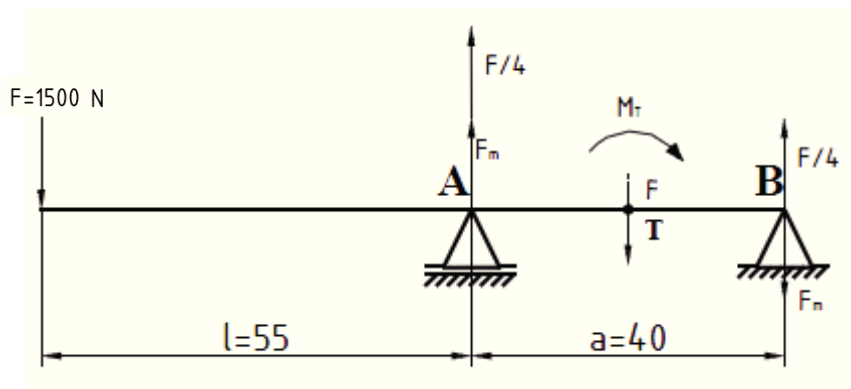


Obr. 7.9 Příklad upevnění

Kontrolu šroubů provádím v místě největšího namáhání tj. v místě upevnění pneumatického válce k profilu viz. obr.7.9. Pro upevnění jsou použity čtyři T-šrouby M8x30. Výrobce uvádí, že se jedná o materiál 8.8, z čehož vyplývá mez kluzu  $R_e = 640$  MPa a mez pevnosti  $R_m = 800$  MPa. Síla vyvozená od pneumatického válce je rovna  $F = 1500$  N viz. obr. 7.10.



Obr. 7.10 Detail upevnění X



Obr. 7.11 Rozbor působících sil a momentů

Z rovnováhy na páce plyne, že nejnepríznivěji je namáhán šroub v místě A. Maximální příčná síla  $F_{max}$  je dána součtem posouvající síly připadající na jeden šroub  $F/4$ , síly  $F_m$  od zatěžujícího ohybového momentu a síly  $F_u$  od utažení matice.

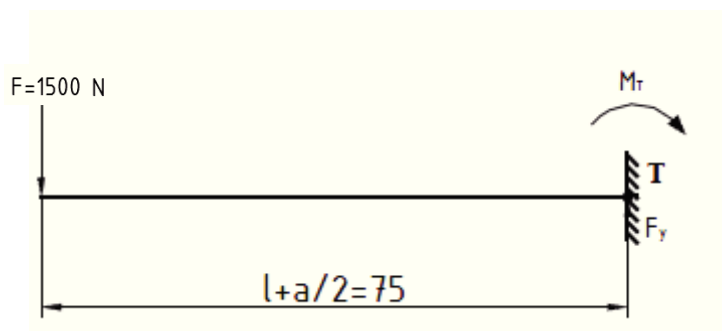
$$F_{max} = F_0 = \frac{F}{4} + F_m + F_u = \frac{1500}{4} + 2\,812,5 + 7\,002,4 = 10\,189,9 \text{ N} \quad (8.1)$$

kde:  $F$  – síla vyvozená od pneumatického válce [N]

$F_m$  – síla od zatěžujícího ohybového momentu [N] vzorec (8.3)

$F_u$  – síla od utažení matice při montáži [N] vzorec (8.6)

Výpočet momentu působícího v bodě T:

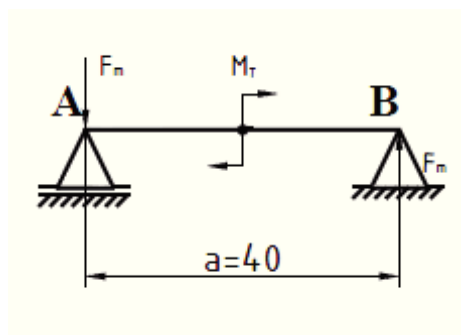


Obr. 7.12 Schéma pro výpočet momentu  $M_T$

$$\sum_{i=0}^n M_T = 0 \quad (8.2)$$

$$M_T = F \cdot \left(1 + \frac{a}{2}\right) = 1500 \cdot \left(55 + \frac{40}{2}\right) = 112\,500 \text{ Nmm}$$

Výpočet síly od zatěžujícího ohybového momentu:



Obr. 7.13 Schéma pro výpočet síly  $F_m$

$$\sum_{i=0}^n M_B = 0 \quad (8.3)$$

$$M_T - F_m \cdot a \Rightarrow M_T = F_m \cdot a \Rightarrow F_m = \frac{M_T}{a}$$

$$F_m = \frac{M_T}{a} = \frac{112\,500}{40} = 2\,812,5 \text{ N}$$

Úhel stoupání závitu:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} \Rightarrow \psi = 3,17^\circ \quad (8.4)$$

kde:

$P_h$  – stoupání závitů [mm] dle (1)

$d_2$  – střední průměr závitu [mm] dle (1)

Třecí úhel:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{0,2}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)} \Rightarrow \varphi = 13,0^\circ \quad (8.5)$$

kde:  $f_z$  – součinitel smykového tření [-] dle (2)

$\alpha$  – úhel profilu [°] dle (1)

Kontrola samosvornosti:

$$\varphi \geq \psi$$

$$13,0 \geq 3,17 \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

#### Výpočet síly od utažení matice při montáži:

Pro doporučený utahovací moment šroubů M8 dle (13) je  $M_U = 24,5 \text{ Nm}$ , kde vyšla bezpečnost  $k = 0,89$ . Proto doporučuji utahovací moment  $M_U = 15 \text{ Nm}$ .

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} = F_u \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} + F_u \cdot f_m \cdot \frac{D_0 + s}{4} \quad (8.6)$$

$$M_U = F_u \cdot \left[ \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} + f_m \cdot \frac{D_0 + s}{4} \right] \Rightarrow F_u = \frac{M_U}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} + f_m \cdot \frac{D_0 + s}{4}}$$

$$F_u = \frac{15\,000}{\operatorname{tg}(3,17 + 13,0) \cdot \frac{7,188}{2} + 0,2 \cdot \frac{9 + 13}{4}} = 7\,002,4 \text{ N}$$

kde:  $M_{TZ}$  – moment tření v závitě [Nmm]

$M_{TM}$  – moment tření pod maticí [Nmm]

$f_m$  – součinitel tření mezi maticí a podložkou [-] dle (4)

$D_0$  – průměr díry pro šroub [mm] dle (1)

$s$  – otvor klíče [mm] dle (1)

#### Výpočet namáhání šroubu v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F_0}{S} = \frac{4 \cdot F_0}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 10\,189,9}{\pi \cdot 6,466^2} = 310,3 \text{ MPa} \quad (8.7)$$

kde:  $d_3$  – malý průměr závitů mm dle (1)

#### Výpočet namáhání šroubu v krutu:

$$\tau = \frac{F_t \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} \quad (8.8)$$

$$\tau = \frac{10\,189,9 \cdot \operatorname{tg}(3,17 + 13,0) \cdot \frac{7,188}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 6,466^3} = 200,1 \text{ MPa}$$

#### Pevnostní kontrola podle Guesta:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{310,3^2 + 4 \cdot 200,1^2} = 506,4 \text{ MPa} \quad (8.9)$$

#### Stanovení statické bezpečnosti:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{640}{506,4} = 1,26 \Rightarrow \text{Bezpečnost vyhovuje } k_{\text{min}} = 1,2 \quad (8.10)$$

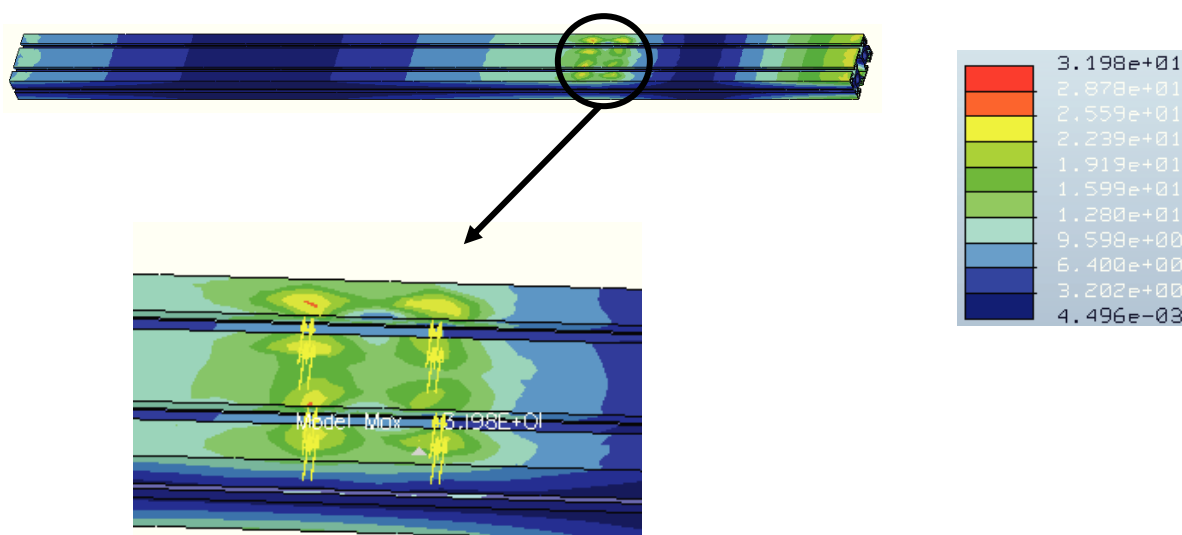
## 7.9 Kontrola vytržení šroubů z profilů

Pro kontrolu jsem provedl pevnostní výpočty v softwaru ProEngineer. Kontrola je provedena při použití čtyř T-šroubů. Zatížení jsem zadal na plochu, kde se opírají tyto šrouby. Síla  $F_{max} = 10\,189,9\text{ N}$  je rozdělena na  $8 \times 1275\text{ N}$ , respektive je počítáno se silou  $10\,200\text{ N}$  z důvodů dělitelnosti. Maximální napětí vyšlo  $\sigma_5 = 32,98\text{ MPa}$  viz. obr. 7.14. Po připočtení napětí od utažení šroubů je jejich výsledné namáhání:

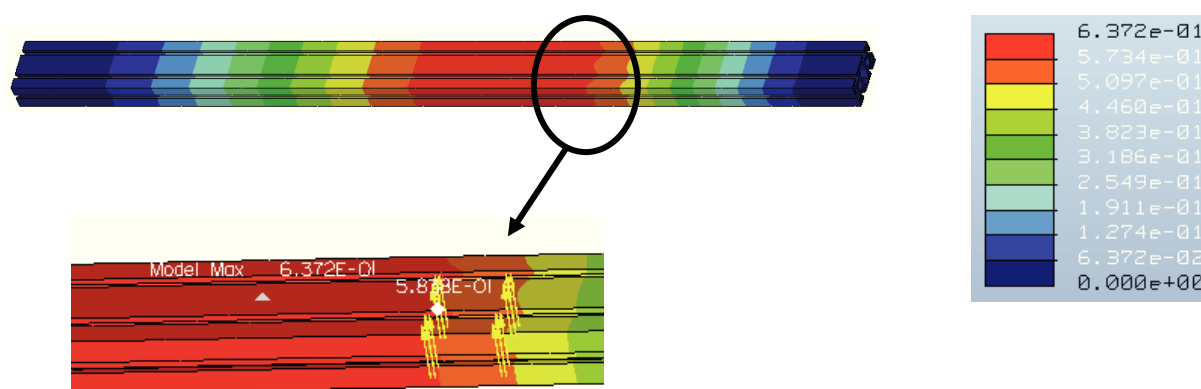
$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_5)^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{(310,3 + 31,98)^2 + 4 \cdot 200,1^2} = 526,6\text{ MPa} \quad (8.11)$$

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{640}{526,6} = 1,22 \Rightarrow \text{Bezpečnost vyhovuje } k_{smin} = 1,2 \quad (8.12)$$

Průhyb je znázorněn na obr. 7.15. Maximální průhyb je roven  $0,64\text{ mm}$ , ale v místě spojení se šrouby to je  $0,58\text{ mm}$ . Toto napětí a průhyb můžu pokládat za uspokojující.



Obr. 7.14 Výpočet napětí



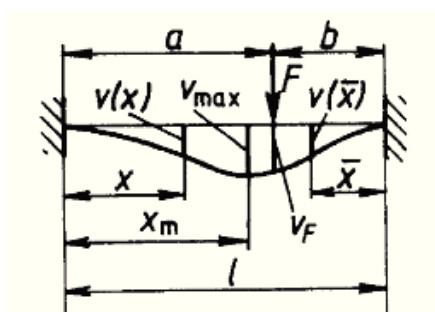
Obr. 7.15 Výpočet průhybu

## 7.10 Kontrola správnosti výpočtu ProEngineer

Výrobce profilů udává pro výpočet průhybů svých nosníků ve svém manuálu empirické vzorce, které poskytují poněkud odlišné výsledky, než moje výpočty MKP. Proto jsem se rozhodl provést kontrolu těchto výpočtů.

Kontrola je provedena třemi způsoby a to exaktním výpočtem podle poznatků z pružnosti a pevnosti, výpočtem podle výrobce profilů a pomocí MKP v softwaru ProEngineer. Protože profily které jsou k dispozici od společnosti Kanya nejsou úplně shodné s koupenými profily, provedl jsem výpočet momentů setrvačnosti v programu AutoCAD 2012. Moment setrvačnosti skutečných profilů je  $I = 107\,749,8 \text{ mm}^4$ .

### Výpočet pomocí nosníku dle (3):



Obr. 7.16 Schéma uložení nosníku

### Maximální průhyb:

$$v_F = \frac{F \cdot a^3 \cdot b^3}{3 \cdot E \cdot I \cdot l^3} = \frac{1500 \cdot 435^3 \cdot 435^3}{3 \cdot 0,7 \cdot 10^5 \cdot 107\,749,8 \cdot 870^3} = 0,682 \text{ mm} \quad (8.10)$$

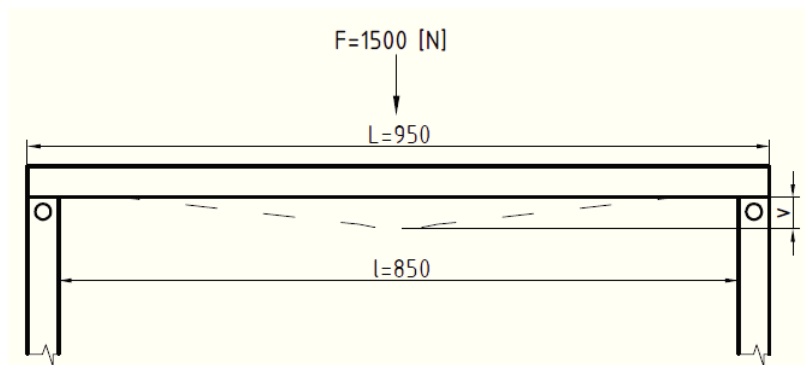
kde:  $F$  – počítaná síla [N]

$a, b, l$  – rozměry nosníku [mm]

$E$  – modul pružnosti viz. tab.8 [MPa]

$I$  – moment setrvačnosti [ $\text{mm}^4$ ]

### Výpočet pomocí vzorce dle firmy Kanya (12):

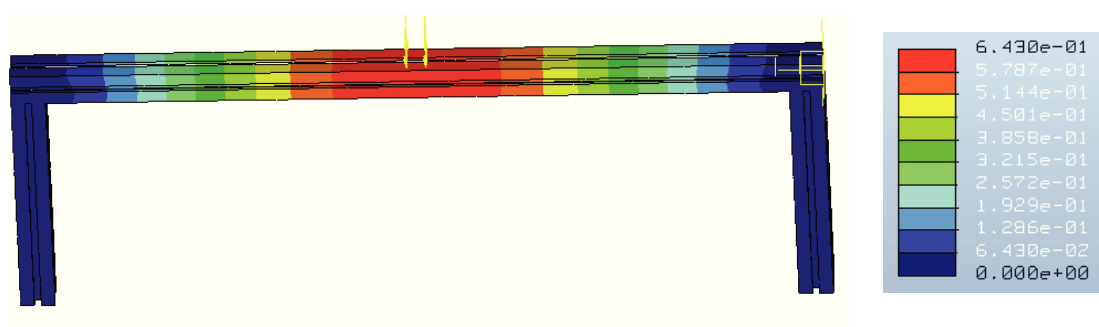


Obr. 7.17 Schéma uložení nosníku podle firmy Kanya

Maximální průhyb:

$$v_K = \frac{7,4 \cdot 10^{-8} \cdot F \cdot l^3}{I} = \frac{7,4 \cdot 10^{-8} \cdot 1 \cdot 1500 \cdot 870^3}{107\,749,8} = 0,678 \text{ mm} \quad (8.11)$$

Výpočet pomocí softwaru ProEngineer:



Obr. 7.18 Výpočet v softwaru ProEngineer

Maximální průhyb:

$$v_P = 0,643 \text{ mm}$$

Srovnání:

$$v_F = 0,682 \text{ mm} \quad \Rightarrow \text{výsledek pomocí nosníku}$$

$$v_K = 0,678 \text{ mm} \quad \Rightarrow \text{výsledek dle firmy Kanya}$$

$$v_P = 0,643 \text{ mm} \quad \Rightarrow \text{výsledek v softwaru ProEngineer}$$

Výsledek pomocí nosníku se liší vůči empirickému výpočtu od firmy Kanya o 0,59 % a vůči výsledku ze softwaru ProEngineer o 5,72 %. Správnost výpočtu v softwaru ProEngineer lze považovat za vyhovující.



## 8 Závěr

V závěru bych chtěl shrnout cíle práce, které jsem si určil na začátku práce.

### a) Zjištění sortimentu testovaných sedadel

U zadavatele jsem zjistil sedadla, která se budou testovat na mnou navržené konstrukci. Testovaná sedadla jsou prováděná v různých označeních SES, SEP a SEN. Tyto sedadla se od sebe liší konstrukčními úpravami a mohou být vyráběna dle různého komfortu pro sedadla 1. a 2. třídy a bussines třídu.

### b) Stanovení velikosti a směru zátěžných sil

Zadavatelem byly určeny velikosti zátěžných sil a jejich působení v předem vytypovaných místech. Jedná se o síly, které zajišťují jen kývavé pohyby, až po síly maximálně 1500 N. Zkoušky sedadel se provádí s čalouněním nebo se namáhá jen nosná konstrukce sedadel.

### c) Ověření sortimentu stávajících zatěžovacích prvků

Zadavatel má k dispozici pneumatické válce série 1319 a 1398 od firmy PNEUMAX Automation s.r.o. Jedná se o pneumatické válce  $\phi 32 \times 150$  mm (3x),  $\phi 32 \times 250$  mm a  $\phi 32 \times 400$  mm, které vyvedí sílu maximálně 700 N. Dále  $\phi 50 \times 400$  mm a  $\phi 50 \times 750$  mm, které vyvedí sílu maximálně 1700 N. Také jsem navrhl rozšíření o pneumatický válec série 1319 -  $\phi 50 \times 150$  mm.

### d) Navržení variant

Navrhl jsem varianty, které jsem poté prodiskutoval se zadavatelem. Po konzultaci byla vybrána jedna varianta. Tato varianta je navržena jako dvě samostatné buňky. Tato možnost dvou buněk zajišťuje lepší možnost manipulace v případě přesunu buňky. Rovněž dává lepší možnost volby umístění, a to z důvodů menších rozměrů. Na kterékoliv buňce by měly běžet současně maximálně 3 zkoušky.

#### **e) Provedení detailního řešení**

Sestavil jsem celkem osm možných variant sestavení pro sedadla SEP a SES, tak aby bylo možno zkoušet požadované typy zkoušek. Všechny varianty jsem navrhl s ohledem na dostupnost pneumatických válců. Pro velké síly jsem použil válce  $\phi 50$  mm a pro menší síly či jen kývavé pohyby válce  $\phi 32$  mm. Vše jsem navrhl tak, aby nebyla příliš náročná montáž a aby bylo možno použít na různé varianty sestavení již jednou použité profily.

#### **f) Provedení pevnostní kontroly**

Pevnostní výpočty jsem provedl v softwaru ProEngineer. Provedl jsem kontrolu v I. až IV. varianty. Další varianty jsou velmi podobné. Výsledná napětí se pohybují v rozmezí od 29,18 do 96,82 MPa a výsledné průhyby nosníku od 0,39 do 0,84 mm. Dále jsem provedl kontrolu šroubů v místě největšího namáhání, kde vyšla výsledná bezpečnost 1,26. Poté jsem provedl kontrolu vytržení šroubů z profilů, kde vyšel maximální průhyb nosníku 0,64 mm a maximální napětí 32,98 MPa. Provedl jsem také kontrolu správnosti výpočtu v softwaru ProEngineer. Pro přesnost výpočtu jsem v programu AutoCAD 2012 spočetl momenty setrvačnosti, protože profily které jsou k dispozici od společnosti Kanya nejsou úplně shodné s koupenými profily. Výsledek pomocí exaktnímu výpočtu se liší vůči výpočtu od výrobce profilů o 0,59 % a vůči výsledku pomocí MKP o 5,72 %. Výsledky, které vyšly v softwaru ProEngineer lze považovat za vyhovující.

## 9 Použitá literatura a elektronické dokumenty

1. LEINVEBER, J. a VÁVRA, P. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
2. KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.
3. KŘÍŽ, R. a VÁVRA, P. *Strojírenská příručka: 3.svazek. Pružnost a pevnost*. Praha: Scientia, spol.s.r.o., 2008. ISBN 80-85827-23-9.
4. DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I.: Spojovací části strojů*. Ostrava: MONTANEX a.s., 2000. ISBN 80-7225-018-3.
5. BORCAD cz s.r.o. [online]. 2012 [cit. 2012-02-10]. Dostupné z WWW: <http://borcad.net-solutions.cz/cs/kolejova-technika/produkty/regioplus/vyhody>
6. BORCAD cz s.r.o. [online]. 2012 [cit. 2012-02-10]. Dostupné z WWW: <http://borcad.net-solutions.cz/cs/kolejova-technika/produkty/regio/vyhody>
7. TON a.s. [online]. 2012 [cit. 2012-02-09]. Dostupné z WWW: <http://www.ton.cz/technologie-vyroby.html>
8. ADVANCED Furniture Testing. Dostupné z WWW: <http://www.furnituretest.com/test-equipment/test-machines/114-bifma-dual-arm-duarability-test-machine>
9. With Chevrolet Traverse - Quality Never Takes a Back Seat [online]. 2012 [cit. 2012-02-09]. Dostupné z WWW: [http://www.youtube.com/watch?v=\\_XXAnL\\_X9U4](http://www.youtube.com/watch?v=_XXAnL_X9U4)
10. Katalog společnosti PNEUMAX Automation s.r.o. [online]. 2012 [cit. 2012-02-20]. Pneumatické válce. Dostupné z WWW: [http://www.pneumaxsro.cz/pdf/pneu\\_cat04-0005-0000.pdf](http://www.pneumaxsro.cz/pdf/pneu_cat04-0005-0000.pdf)
11. PNEUMAX Automation s.r.o. [online]. 2012 [cit. 2012-02-20]. Dostupné z WWW: [http://www.pneumaxsro.cz/index.php?pg=pneu\\_010](http://www.pneumaxsro.cz/index.php?pg=pneu_010)
12. Katalog společnosti KANYA. [online]. 2012 [cit. 2012-02-22]. Dostupné z WWW: <http://www.kanya.cz/index.php?doc=ke-stazeni/katalogy/formular>
13. VESPOS [online]. 2012 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z WWW: [http://www.vespos.cz/technicke-informace.php#utahovaci\\_momenty](http://www.vespos.cz/technicke-informace.php#utahovaci_momenty)

### Firemní podklady

14. BORCAD cz s.r.o., <<http://www.borcad.cz/>>

## 10 Seznam příloh

Výkresy:

- výkres sestavení v měřítku 1:10
- dílenský výkres příruby v měřítku 1:2

## **11 Poděkování**

Rád bych tímto poděkoval doc. Ing. Zdeňkovi Foltovi, Ph. D. za cenné rady, připomínky a celkové vedení při zpracování mé Diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat panu Danielovi Kudláčkovi a Ing. Martinu Pustkovi z firmy BORCAD cz s.r.o. za prospěšné rady a spolupráci při jejím řešení.

Také děkuji společnosti BORCAD cz s.r.o. za možnost zpracování této práce.

Bc. Tobola Petr